

Universidad de Guanajuato

Campus Guanajuato

División de Ciencias Naturales y Exactas



UNIVERSIDAD DE
GUANAJUATO

**Potencial para la aplicación de sistemas de cogeneración y
trigeneración en procesos industriales**

Tesis

Presentada como requisito para obtener grado académico de Maestro en Ingeniería
Química (Integración de Procesos)

José Leonardo Ortiz Ramírez

Director de Tesis: Dr. Martín Picón Núñez

15 de febrero de 2022

Dr. Ricardo Morales Rodríguez
Coordinador del Posgrado en Ingeniería Química
División de Ciencias Naturales y Exactas
Universidad de Guanajuato

Presente,

Hago de su conocimiento que he revisado el manuscrito de tesis titulado: “**Potencial para la aplicación de sistemas de cogeneración y trigeneración en procesos industriales**” que para la obtención del grado de Maestro en Ingeniería Química (Integración de Procesos) presenta el **I.Q. José Leonardo Ortiz Ramírez**. Al respecto, me permito comunicarle que el documento cuenta con los méritos necesarios en términos de originalidad y contribución, por lo que, desde mi punto de vista, el alumno puede presentar su examen de grado.

Sin otro particular, aprovecho la ocasión para enviare un cordial saludo.

Atentamente,



Martín Picón Núñez

Director de tesis



COORDINACIÓN DE LOS POSGRADOS DE INGENIERÍA QUÍMICA

Oficio No. DCNE/DIQ/PIQ/021/22

DR. AGUSTÍN RAMÓN URIBE RAMÍREZ
DIRECTOR DE LA DIVISIÓN DE CIENCIAS NATURALES Y EXACTAS
PRESENTE

Estimado doctor Uribe:

Por este medio me permito hacer constar que el trabajo de tesis de la Maestría en Ingeniería Química (Integración de Procesos), titulado "**Potencial para la aplicación de sistemas de cogeneración y trigeneración en procesos industriales**", fue desarrollado por el **C. José Leonardo Ortiz Ramírez**, bajo la dirección del doctor, Martín Picón Núñez, siendo los sinodales propuestos para efectos del examen de grado los siguientes profesores:

PRESIDENTE: *Dr. Zeferino Gamiño Arroyo*
SECRETARIO: *Dr. Héctor Hernández Escoto*
VOCAL: *Dr. Jesús Isaac Minchaca Mujica*
SUPLENTE: *Dr. Ricardo Morales Rodríguez*

Sin más agradezco la atención al presente, reciba un cordial saludo.

Atentamente,

"La Verdad Os Hará Libres"

Guanajuato, Gto., 15 de febrero de 2022.


Dr. Ricardo Morales Rodríguez
COORDINADOR DE LA MAESTRÍA EN INGENIERÍA QUÍMICA (INTEGRACIÓN DE PROCESOS)
UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO
DIVISIÓN DE CIENCIAS NATURALES Y EXACTAS
COORD. DEL POSGRADO EN INGENIERÍA QUÍMICA

C.c.p. Archivo

CAMPUS GUANAJUATO
DIVISION DE CIENCIAS NATURALES Y EXACTAS

Dedicatoria

Esta tesis está dedicada a todas las personas quienes hicieron posible su realización. A mi asesor, el Dr. Martín Picón por su apoyo, consejos y la oportunidad de realizar esta tesis. A Ana, mi querida madre, quién con su amor incondicional estuvo apoyándome en todo momento y en toda circunstancia, a mis tíos Malena, Jorge y Fidel y mis hermanos Miguel y Daniel por su apoyo y compañía durante todo el trayecto.

A mi amiga Susy quién con sus ocurrencias me animó en los tiempos difíciles, a mis amigos Mizraim y Yulissa con quienes a pesar de los años y las circunstancias seguimos manteniendo contacto y relación. También al grupo del “Flash Adiabático” (Miguel, Keyla, Camilo y Paola) con quienes pasé varios momentos de diversión y tensión a lo largo de la maestría. A Citlalli que, a pesar de los tiempos difíciles, mantenemos la resiliencia y seguimos juntos como pareja.

Este trabajo también está dedicado a la memoria de mis abuelos Daniel Ramírez y Delfia Hernández, y de mi amigo y profesor de vida, Fidel Flores Patiño. El tiempo sigue, pero los recuerdos permanecen.

José Leonardo Ortiz Ramírez

Febrero del 2022

Contenido de la Tesis

Índice de Figuras..... IV

Índice de Tablas VII

Nomenclatura.....X

Resumen XII

Capítulo 1: Introducción..... 1

 1.1 Relevancia de los sistemas de cogeneración y trigeneración..... 1

 1.2 Justificación del trabajo..... 6

 1.3 Objetivos e hipótesis 7

 1.4 Metodología 7

 1.5 Conclusiones preliminares 8

 1.6 Organización de la Tesis 9

Capítulo 2: Antecedentes 10

Capítulo 3: Caso de estudio..... 14

 3.1 Potencial de la caña de azúcar como materia prima 14

 3.1.1 Papel histórico de la caña de azúcar y el bioetanol 14

 3.1.2 Escenario actual de la caña de azúcar y del bioetanol..... 15

 3.1.3 Proceso tradicional de producción de azúcar y bioetanol de primera generación 18

 3.1.4 Subproductos de la caña de azúcar..... 20

 3.2 Descripción del caso de estudio 23

 3.2.1 Descripción del proceso 23

 3.2.1.1 Cuantificación de la demanda de servicios auxiliares por el método pinch 24

 3.2.1.2 Cuantificación de la demanda de potencia de proceso..... 32

Capítulo 4: Análisis técnico..... 33

 4.1 Potencial del bagazo como fuente de energía 33

 4.1.1 Propiedades combustibles del bagazo 33

 4.1.2 Estimación en la producción de bagazo 37

 4.1.3 Uso del bagazo en sistemas de cogeneración..... 38

 4.2 Esquemas propuestos para el caso de estudio 39

 4.2.1 Razón calor/potencia como parámetro en la toma de decisiones 39

 4.2.2 Esquema por combustión directa y turbina de vapor (Ciclo Rankine)..... 42

4.2.3 Esquema por gasificación y ciclo combinado (BIGCC)	45
4.3 Modelos termodinámicos	47
4.3.1 Esquema por combustión directa y turbina de vapor	47
4.3.1.1 Modelo del quemador de bagazo.....	47
4.3.1.2 Modelo de turbina de vapor.....	51
4.3.1.3 Modelo del condensador de turbina	55
4.3.1.4 Modelo de bomba.....	55
4.3.1.5 Modelo del tanque de condensados y desgasificador.....	56
4.3.2 Esquema por gasificación y ciclo combinado	59
4.3.2.1 Modelo del sistema de gasificación.....	59
4.3.2.1.1 Eficiencia de conversión de carbono (CCE)	59
4.3.2.1.2 Razón de equivalencia (ER).....	60
4.3.2.1.3 Eficiencia de gas frío (CGE)	62
4.3.2.1.4 Metodología de ajuste para el gasificador	63
4.3.2.2 Modelo de la turbina de gases	72
4.3.2.2.1 Modelo del compresor de aire	77
4.3.2.2.2 Modelo de cámara de combustión.....	81
4.3.2.2.3 Modelo de la turbina de gases (expansor)	86
4.3.2.2.4 Consideraciones en la operación a condiciones fuera de diseño (Off-design)	88
4.3.2.3 Generador de vapor por recuperación de calor (HRSG)	98
4.3.2.4 Secador de biomasa por gases exhaustos	103
4.3.3 Sistemas de enfriamiento auxiliar	106
4.3.3.1 Sistema de enfriamiento por compresión de vapor	106
4.3.3.2 Sistema de enfriamiento por absorción	109
4.3.4 Eficiencias globales de los esquemas propuestos.....	119
4.3.4.1 Esquema por combustión directa	119
4.3.4.2 Esquema por gasificación y ciclo combinado	119
<i>Capítulo 5: Análisis económico</i>	120
5.1 Evaluación económica de los esquemas propuestos	120
5.1.1 Metodología empleada para la evaluación económica.....	120
5.1.2 Efecto de la economía de escala sobre la factibilidad económica de los esquemas	129

Capítulo 6: Análisis de resultados 134

 6.1 Resultados del análisis técnico..... 134

 6.1.1 Esquema por combustión directa 135

 6.1.2 Esquema por gasificación y ciclo combinado 139

 6.2 Resultados del análisis económico..... 153

 6.2.1 Esquema por combustión directa 153

 6.2.2 Esquema por gasificación y ciclo combinado 159

Capítulo 7: Conclusiones y trabajo futuro 169

 7.1 Conclusiones 169

 7.2 Recomendaciones y trabajo futuro..... 171

Referencias..... 173

Anexos 184

Índice de Figuras

Figura 1.1 Diagrama representativo de sistemas de cogeneración y trigeneración	2
Figura 1.2: Esquema simplificado de una planta de ciclo combinado de una planta termoeléctrica.....	3
Figura 3.1: Ilustración de la planta de caña de azúcar.	14
Figura 3.2: Suministro energético interno en Brasil para uso doméstico en el año 2018.....	17
Figura 3.3: Proceso convencional en producción de azúcar y bioetanol de primera generación..	20
Figura 3.4: Potenciales productos y subproductos de la caña de azúcar.	21
Figura 3.5: Etapas del proceso en el caso de estudio (Biorefinería de primera generación)..	23
Figura 3.6: Etapa de separación del etanol empleando el proceso convencional y de destilación doble.....	25
Figura 3.7: Curvas compuestas de la biorrefinería con destilación doble.	27
Figura 3.8: Gran curva compuesta del proceso base.....	28
Figura 3.9: Posicionamiento de los niveles de vapor sobre la gran curva compuesta del caso base.	29
Figura 3.10: Posicionamiento de los servicios auxiliares en el proceso base.	31
Figura 4.1: Criterios para la selección de la máquina térmica (Prime mover) con respecto a la razón calor/potencia.	40
Figura 4.2: Esquema de trigeneración por turbina de vapor (Ciclo Rankine): Turbina con condensador + turbina de contrapresión	43
Figura 4.3: Esquema de trigeneración por turbina de vapor (Ciclo Rankine): Turbina de contrapresión.....	44
Figura 4.4: Distribución de servicios en cada alternativa propuesta en el esquema por combustión directa y turbina de vapor.	44
Figura 4.5: Esquema por gasificación y ciclo combinado.	46
Figura 4.6: Distribución de servicios del sistema por gasificación y ciclo combinado.	46
Figura 4.7: Esquema básico de turbina de contrapresión y con condensador.	52
Figura 4.8: Esquema típico de un desgasificador.	56
Figura 4.9: Esquema del tanque de condensados.....	57
Figura 4.10: Eficiencia de conversión de carbono en función del razón de equivalencia para un gasificador de lecho fluidizado.	61

Figura 4.11: Esquema del sistema de gasificación propuesto.....	70
Figura 4.12: Turbina de gases de ciclo simple o de un solo eje (Single shaft turbine).....	73
Figura 4.13: Turbina de dos ejes (Double shaft turbine).	73
Figura 4.14: Representación de un ciclo Brayton ideal en un diagrama T-s.	75
Figura 4.15: Ciclo Brayton real (con pérdidas)..	76
Figura 4.16: Esquema de la cámara de combustión (Single shaft turbine).....	81
Figura 4.17: Diagramas de desempeño o característicos de un compresor axial.....	90
Figura 4.18: Diagrama característico de una turbina (expansor)..	91
Figura 4.19: Esquema del sistema de gasificación integrado con el compresor de turbina.....	96
Figura 4.20: Esquema general para el ajuste y modelado de la turbina de gas.....	98
Figura 4.21: Sistema de ciclo combinado utilizando un generador de vapor de una sola presión.	100
Figura 4.22: Perfil de temperatura de un generador de vapor de una sola presión.	100
Figura 4.23: Volumen de control propuesto para el secador de bagazo.	104
Figura 4.24: Trayectoria de enfriamiento de los gases a la salida de la turbina.	105
Figura 4.25: Esquema básico de un sistema de enfriamiento por compresión.	107
Figura 4.26: Diagrama T-s del ciclo de enfriamiento por compresión de vapor propuesto	109
Figura 4.27: Sistema de enfriamiento por absorción de efecto simple (LiBr-H ₂ O).	111
Figura 4.28: Sobreposición del ciclo de enfriamiento sobre el diagrama de Dühring.....	118
Figura 5.1: Esquema generalizado del proceso de escalamiento con respecto al nivel de producción.....	132
Figura 6.1: Perfil de temperatura del generador de vapor para el esquema GT-185.....	149
Figura 6.2: Perfil de temperatura del generador de vapor para el esquema GT-100.....	149
Figura 6.3: Perfil de temperatura del generador de vapor para el esquema GT-55.....	149
Figura 6.4: Potenciales de sobreproducción eléctrica de los esquemas desarrollados: combustión directa y gasificación.	152
Figura 6.5: Flujos de efectivo actuales acumulados por año para los esquemas CT-120, CT-100 y CT-60..	157
Figura 6.6: Flujos de efectivo actuales acumulados por año para los esquemas BPT-120, BPT- 100 y BPT-60.....	157

Figura 6.7: Flujos de efectivo actuales acumulados para los esquemas por gasificación y ciclo combinado..... 163

Índice de Tablas

Tabla 3.1: Producción global de caña de azúcar.....	16
Tabla 3.2: Estimación en la producción global de caña de azúcar..	16
Tabla 3.3: Principales productos derivados de los residuos de la industria de la caña.....	22
Tabla 3.4: Corrientes con potencial para integración térmica del proceso con destilación doble.	26
Tabla 3.5: Flujos totales de vapor del caso de estudio.....	30
Tabla 4.1: Análisis último del bagazo en base húmeda, base seca y base seca sin cenizas.....	35
Tabla 4.2: Poder calorífico inferior del bagazo húmedo y seco.	37
Tabla 4.3: Poder calorífico del bagazo húmedo y seco con ambas correlaciones.	48
Tabla 4.4: Flujo de gases exhaustos por kg de bagazo húmedo quemado.....	50
Tabla 4.5: Resultados del diseño del quemador de bagazo.	51
Tabla 4.6: Valores fijos del tanque de condensados y del desgasificador.	58
Tabla 4.7: Representación química de la biomasa utilizada en base seca y libre de cenizas.	63
Tabla 4.8: Rango de composiciones típicas para gasificación de biomasa utilizando aire como agente gasificador.	64
Tabla 4.9: Análisis último, poder calorífico (LHV) y aire estequiométrico del bagazo con 15% de humedad.....	64
Tabla 4.10: Resultados del análisis del gasificador considerando bagazo con 15% de humedad y aire como agente gasificador	71
Tabla 4.11: Datos de desempeño de turbinas a condiciones ISO	76
Tabla 4.12: Datos de desempeño del sistema de enfriamiento por compresión de vapor (500 ton de capacidad).	108
Tabla 4.13: Principales propiedades de los fluidos de trabajo de uso común en sistemas por absorción.....	111
Tabla 4.14: Condiciones de las corrientes del sistema de absorción utilizando el par LiBr/H ₂ O como fluido de trabajo.	114
Tabla 4.15: Balances de materia y energía para el sistema de absorción de efecto simple.	115
Tabla 4.16: Datos del sistema de enfriamiento por absorción desarrollado (capacidad de 1000 toneladas).....	117
Tabla 5.1: Correlaciones de los principales equipos que conforman la planta de trigeneración.	122

Tabla 5.2: Correlaciones de costos de equipos para las secciones de pretratamiento/manejo de biomasa y tratamiento de efluentes.....	124
Tabla 5.3: Correlaciones para la estimación de costos por tubería (PC), instalación eléctrica (E) y obra civil (CW).....	125
Tabla 5.4: Factores para la estimación de los costos totales por inversión.....	125
Tabla 5.5: Componentes individuales de los costos de operación.....	126
Tabla 5.6: Valores numéricos de los factores adoptados en la evaluación de los costos por operación.....	126
Tabla 5.7: Valores fijos para la evaluación económica de los esquemas de trigeneración propuestos. .	129
Tabla 6.1: Demandas de servicios para todos los esquemas propuestos.	134
Tabla 6.2: Flujos máxicos de caña procesada y de bagazo a la salida de los molinos.	134
Tabla 6.3: Nomenclatura adoptada para los esquemas analizados.	135
Tabla 6.4: Flujos de bagazo utilizados como combustible para los esquemas por combustión directa.....	135
Tabla 6.5: Distribución de vapor de acuerdo con el esquema propuesto.....	136
Tabla 6.6: Flujos máxicos de condensados por esquema.....	136
Tabla 6.7: Calidad del vapor a la entrada del condensador de turbina y eficiencias isentrópicas de las turbinas de vapor por esquema.	137
Tabla 6.8: Distribución de energía térmica (calor) y eléctrica por esquema	137
Tabla 6.9: Nomenclatura empleada para los esquemas por gasificación y ciclo combinado.	140
Tabla 6.10: Flujos de bagazo húmedo, bagazo seco y de syngas limpio por esquema.	140
Tabla 6.11: Parámetros utilizados para el modelado y ajuste de las turbinas de gas en sus valores a condiciones ISO.	141
Tabla 6.12: Comparación del desempeño de turbina calculado y con respecto al reportado por el fabricante.....	142
Tabla 6.13: Desempeño de la turbina a condiciones de sitio junto con el desempeño predicho a partir de los ajustes provistos por Gas Turbine World.	142
Tabla 6.14: Desempeño de las turbinas de gases utilizando syngas como combustible.....	145
Tabla 6.15: Resultados de los cálculos de balances de materia y energía de los otros componentes del esquema por ciclo combinado y gasificación.	147

Tabla 6.16: Composición molar de los gases a la salida de la cámara de combustión.	147
Tabla 6.17: Producción eléctrica total, sobreproducción eléctrica y eficiencia global por esquema.....	150
Tabla 6.18: Emisiones por combustión directa y gasificación con respecto por kg de biomasa fresca.....	153
Tabla 6.19: Costos de los equipos (PE) y por sistemas auxiliares (tuberías, equipo eléctrico y obra civil) para los esquemas por combustión directa.....	154
Tabla 6.20: Costos totales de inversión (TIC) de los esquemas por combustión directa..	154
Tabla 6.21: Costos operativos (TOC) por esquema de combustión directa..	155
Tabla 6.22: Elementos de los flujos de efectivo para los esquemas por combustión directa.. ...	156
Tabla 6.23: Costos por compra de equipos y equipos auxiliares de los esquemas por gasificación y ciclo combinado.....	160
Tabla 6.24: Costos totales de inversión de los esquemas por gasificación y ciclo combinado.. .	161
Tabla 6.25: Costos de operación de los esquemas por gasificación y ciclo combinado.....	162
Tabla 6.26: Elementos de los flujos de efectivo para los esquemas por gasificación y ciclo combinado.	162
Tabla 6.27: Elementos más destacables del análisis técnico y económico de los esquemas por combustión directa.	164
Tabla 6.28: Elementos más destacables del análisis técnico y económico de los esquemas por gasificación y ciclo combinado.....	164

Nomenclatura

AR	Costos por tratamiento de cenizas, US\$/año
AS	Costos por servicios auxiliares, US\$
AT	Costos por transporte de cenizas, US\$/año
CCE	Eficiencia de conversión de carbono
CEPCI	Índice de costos (Chemical Engineering Plant Cost Index)
CF _k	Flujo de efectivo en el año k, US\$/año
CGE	Eficiencia de gas frío
COP	Coefficiente de desempeño del sistema de enfriamiento
C _{pi}	Calor específico de la especie i, kJ/kg-K
CW	Costos por obra civil, US\$
D _c	Cargos por depreciación, US\$/año
DC	Costos directos, US\$
ΔH _{vap}	Calor latente de evaporación. kJ/kg
ΔT _{min}	Diferencia mínima de temperatura de proceso, °C o K
ΔP _{CC}	Caída de presión del combustor
DIC	Costos por instalación de equipos, US\$
E	Costos por equipo eléctrico, US\$
EG	Costos por ingeniería, US\$
ER	Razón de equivalencia
FC	Costos por préstamos de capital, US\$/año
h	Entalpía específica, kJ/kg
i	Tasa de interés (tasa o tarifa de descuento)
IC	Costos indirectos, US\$
IG	Costos por aseguramiento, US\$/año
LHV _{bagazo}	Poder calorífico de la biomasa (bagazo), kJ/kg
LHV _{syngas}	Poder calorífico del syngas, kJ/kg
M	Costos por mantenimiento, US\$/año
m	Razón de aire suministrado al quemador con respecto al teórico, kg/kg
M _A	Flujo másico de cenizas, ton/año
m _{bagazo}	Flujo másico del bagazo a la salida de los molinos, kg/s o ton/h
m _{caña}	Flujo másico de caña procesada, kg/s o ton/h
M _v	Calor transferido al agua para generar vapor, kJ/kg _{bagazo}
m _{vapor}	Flujo másico de vapor, kg/s
N	Tiempo de vida útil de los equipos, años
N _{aux}	Número de equipos de enfriamiento auxiliar requeridos
n _i	Flujo molar de la especie i, kmol/s
NPV	Valor presente neto, US\$
OH	Tiempo anual de operación, h/año
OL	Costos por mano de obra, US\$/año
P	Presión, bar o kPa
PC	Costos por tubería, US\$
PE	Costos por compra de equipo, US\$
π _c	Razón de compresión

PM_i	Peso molecular de la especie i , kg/kmol
q	Calor residual de los gases a la salida de la caldera, kJ/kg _{bagazo}
Q	Flujo de calor, kW o MW
R_b	Ganancias por venta de bagazo, US\$/año
R_e	Ganancias por venta de electricidad, US\$/año
R_{power}	Razón calor/potencia
R_{syngas}	Flujo de syngas por kg de biomasa alimentada, kg/kg
s_i	Entropía específica de la especie i , kJ/kg-K
SIC	Costos por preparación de sitio e instrumentación, US\$
SU	Costos por arranque de equipos, US\$
T	Temperatura, °C o K
T^*	Temperatura modificada, °C o K
T_{app}	Temperatura de acercamiento (approach) del generador de vapor, °C
T_{pinch}	Temperatura pinch del generador de vapor, °C
t_R	Tasa de impuestos
T_x	Impuestos, US\$/año
TIC	Costos de inversión total, US\$
TOC	Costos totales de operación, US\$/año
TSR	Flujo teórico de Vapor kg/kW-h o lb/HP-h
US\$ (\$)	Dólares estadounidenses
w	Humedad del bagazo por kg de bagazo, kg/kg
W	Potencia, kW o MW
x_i	Fracción másica de Bromuro de Litio
y_i	Fracción molar de la especie i

Símbolos griegos

α	Pérdidas por sólidos no quemados
β	Pérdidas por radiación
ϵ	Efectividad térmica del intercambiador de solución
η_c	Eficiencia isentrópica de compresor
η_{cc}	Eficiencia de cámara de combustión
η_e	Eficiencia de conversión de energía eléctrica a mecánica
$\eta_{generador}$	Eficiencia de generador eléctrico de turbina
η_{global}	Eficiencia global del esquema de trigeneración
$\eta_{mecánica}$	Eficiencia mecánica de turbina
η_{RC}	Eficiencia isentrópica del compresor de refrigerante
η_{th}	Eficiencia térmica de turbina de gases
$\eta_{turbina}$	Eficiencia isentrópica de la turbina de vapor o de gases
γ	Pérdidas por combustión incompleta
ρ_{gas}	Densidad de los gases de turbina, kg/m ³
σ	Vapor generado por unidad de bagazo quemado, kg/kg
ξ	Avance de reacción, kmol/s

Resumen

En este trabajo se presentan un análisis técnico-económico enfocado al análisis de sistemas de cogeneración y trigeneración con fines industriales. Se tomó como caso de estudio una biorefinería la cual produce bioetanol de primera generación a partir de caña de azúcar. Durante la producción de bioetanol se genera una gran cantidad de bagazo, subproducto que ha demostrado tener un alto potencial energético en la generación tanto de vapor como de electricidad.

Dado que el proceso requiere electricidad, calentamiento y enfriamiento pues posee corrientes por debajo de la temperatura del agua de torre de enfriamiento propuesta (23 °C) se analizarán esquemas de trigeneración para la producción simultánea de calor, potencia y frío.

En ese sentido, se evaluaron dos vías de trigeneración: la primera vía consiste en la quema directa de bagazo para producir vapor a altas presiones, el cual es suministrado a turbinas de vapor para proveer de potencia y energía térmica a proceso, así mismo, se provee de enfriamiento auxiliar (agua helada) a partir del uso de sistemas de enfriamiento por absorción (LiBr-H₂O) el cual, utiliza vapor exhausto procedente de la turbina para generar el enfriamiento.

La segunda vía que se considera consiste en la gasificación del bagazo para para obtener combustible gas (syngas) el cual se alimenta a una turbina de gases para producir electricidad, un generador de vapor (HRSG) para producir vapor y un sistema de enfriamiento por compresión de amoníaco para proveer de enfriamiento auxiliar a proceso.

Los análisis termodinámicos de cada esquema se desarrollaron a través de simulaciones y modelos matemáticos, los cuales fueron programados en el software *Engineering Equation Solver (EES)* dada a su flexibilidad y la amplia base de datos termodinámicos que posee.

El análisis económico se desarrolló a partir de la metodología del valor presente neto (NPV) tomando en cuenta las ganancias por venta de insumos como electricidad y bagazo como materia prima. Así mismo, se utiliza la economía de escala para analizar el impacto del nivel de producción sobre la rentabilidad de cada esquema propuesto, para ello se varia la capacidad de producción de la biorefinería.

Título del trabajo: Potencial para la aplicación de sistemas de cogeneración y trigeneración en procesos industriales.

Capítulo 1: Introducción

En este capítulo se introduce y se describe el contenido del trabajo, se presenta la justificación, objetivos e hipótesis del trabajo, así mismo, se presenta la forma en cómo se abordó el problema y algunas conclusiones.

1.1 Relevancia de los sistemas de cogeneración y trigeneración

El consumo energético ha crecido drásticamente en las últimas décadas. De acuerdo con datos de Bilgen (2014) durante el año 2010 se tuvo un consumo total energético de aproximadamente 524 QBTU (153,532 TWh) y se espera que para el año 2040 alcance la cifra de 820 QBTU (240,260 TWh) en donde destaca que América y Asia son los principales consumidores energéticos a nivel global con un 22.3 y 30.34 por ciento, respectivamente.

La electricidad juega un papel sumamente importante en el aspecto industrial, residencial y comercial por lo que su desabasto es promotor de problemas tanto económicos como sociales e inclusive ambientales. En ese sentido, es importante el continuo desarrollo de vías que permitan suplir de manera eficiente la creciente demanda energética ya que es sólo cuestión de tiempo para que las energías por fuentes fósiles sean incapaces de suplir la creciente demanda energética tanto en combustibles como en electricidad. Algunos sistemas capaces de suplir la alta demanda energética actual son las plantas hidroeléctricas, plantas de energía nuclear y las plantas termoeléctricas, en donde están involucrados los sistemas de ciclo combinado y de cogeneración (Boyce, 2010).

La poligeneración energética se define como el uso de múltiples energías primarias para crear múltiples energías de salida de varios tipos, las cuales son útiles para una o varias actividades en específico (Picón-Núñez & Medina-Flores, 2013).

Sin embargo, para interés industrial podemos dividir parte del campo de la poligeneración en cogeneración y trigeneración (Figura 1.1).

El término cogeneración (*Combined Heat and Power* o *CHP*, por sus siglas en inglés) se refiere a la producción simultánea de calor y potencia para su uso en sitio (Boyce, 2010; Picón-Núñez & Medina-Flores, 2013; Schneider & Jacobs III, 2009) estos sistemas utilizan una máquina térmica con el fin de proveer de potencia (electricidad) y calor (vapor) a proceso. Por lo regular las máquinas térmicas utilizadas en sistemas de cogeneración o trigeneración de interés industrial son motores de combustión interna, turbinas de gases calientes y turbinas impulsadas por vapor a altas presiones. A comparación de los ciclos por separado para calentamiento y potencia, los sistemas de cogeneración son energéticamente más eficientes y se estima que entre los años de 1996 y 2006 el 3% de la energía usada en el planeta provenía de sistemas de cogeneración y el 20% de la electricidad producida en Estados Unidos de Norteamérica el 20% provenía de sistemas de cogeneración (Boyce, 2010).

Un ejemplo de ello son los sistemas de ciclo combinado (Figura 1.2) los cuales están esencialmente compuestos en dos partes: ciclo superior e inferior. El ciclo superior, conformado principalmente por turbinas de gases calientes (ciclo Brayton) producen potencia eléctrica y el ciclo inferior, conformado por sistemas de generación de vapor (ciclo Rankine) el cual utiliza la energía de los gases calientes a la salida de la turbina para generar vapor a altas presiones y producir aún más energía tras expandir el vapor hasta hacerlo condensar por medio de una turbina de vapor (Boyce, 2010).

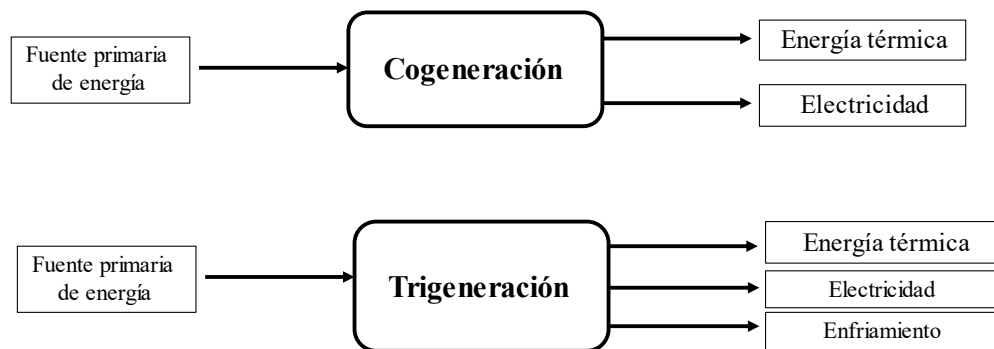


Figura 1.1 Diagrama representativo de sistemas de cogeneración y trigeneración con respecto a la energía de salida de cada esquema.

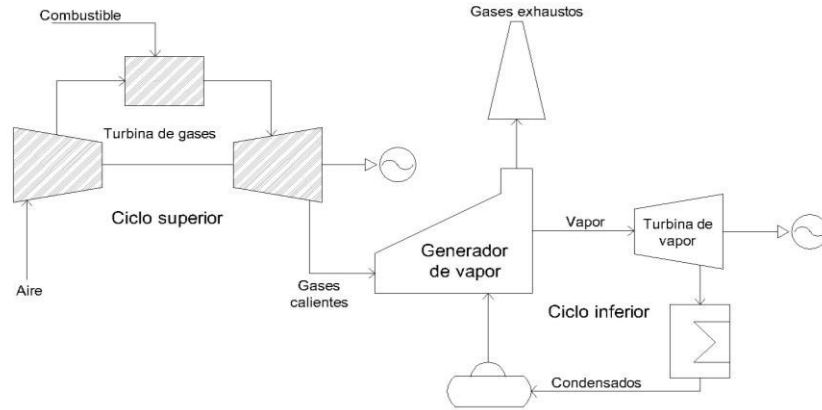


Figura 1.2: Esquema simplificado de una planta de ciclo combinado (turbina de gas + turbina de vapor) de una planta termoeléctrica.

El vapor a la salida puede llevarse a condensación para producir íntegramente energía eléctrica (por ejemplo, en las termoeléctricas) o bien a condiciones de proceso para suministro térmico para ámbitos de cogeneración (Boyce, 2010; Eriksen, 2017).

Por otro lado, los sistemas de trigeneración son aquellos en donde se producen simultáneamente calor, potencia y enfriamiento a partir de una sola fuente energética primaria o combustible (Picón-Núñez & Medina-Flores, 2013; Schneider & Jacobs III, 2009). Los sistemas de trigeneración pueden clasificarse de varias formas. La primera clasificación es de acuerdo con su capacidad energética y es dividido en micro (<20 kW), pequeña (< 1 MW), mediana (<10 MW) y gran escala con capacidades superiores a los 10 MW (Sonar, 2021). Así mismo, los sistemas de trigeneración también pueden clasificarse de acuerdo con su aplicación ya sea a gran escala: aplicaciones industriales o en plantas de generación de potencia, o micro/pequeñas escalas ya sea para ámbito residencial, comercial e industrias pequeñas (Sonar, 2021).

El calor y potencia son producidos de manera similar que los sistemas de cogeneración y el enfriamiento es generalmente producido a partir de sistemas de compresión u absorción. Los sistemas de compresión utilizan energía eléctrica para conseguir enfriamiento mientras que los sistemas por absorción utilizan soluciones acuosas de Bromuro de Litio (LiBr/Agua) u Amoniaco (Amoniaco/Agua) para lograr el enfriamiento (Herold et al., 2016; Picón-Núñez & Medina-Flores, 2013).

Los sistemas de enfriamiento por absorción son considerados como una solución óptima en aplicaciones de enfriamiento a tal punto de que se pueden alcanzar eficiencias energéticas de hasta un 75% cuando son incorporados en sistemas de cogeneración (Schneider & Jacobs III, 2009).

Los sistemas LiBr/Agua han sido ampliamente utilizados en Estados Unidos de Norteamérica desde los años 1950s inicialmente para fines residenciales, aunque dada su popularidad fueron expandiéndose diferentes áreas, en donde se incluye el área industrial. Las temperaturas máximas de enfriamiento que ofrecen se encuentran por arriba de los 0°C, mientras que los sistemas Amoniaco/Agua ofrecen temperaturas de enfriamiento de hasta -77°C. No obstante, los sistemas LiBr/Agua poseen capacidades que van desde 10 hasta 1500 toneladas de refrigeración (1 ton = 3.517 kW) en contraste con los sistemas Amoniaco/Agua los cuales se encuentran en rangos más reducidos que van desde las 3 a 25 toneladas (Herold et al., 2016).

De acuerdo con Boyce (2010) las máquinas térmicas utilizadas con más frecuencia para ámbitos de cogeneración y trigeneración son los motores de combustión interna, turbinas de gases calientes y turbinas impulsadas por vapor.

No obstante, es necesario remarcar el tipo de combustible que puede usar cada máquina térmica y su capacidad de escalamiento, por ejemplo, las turbinas de gases poseen una alta flexibilidad en el uso de combustibles tanto en fase gas como líquida. De acuerdo con Schneider & Jacobs III (2009) y Soares (2015) los principales combustibles usados en turbinas de gas son:

- Fase gas: gas natural, syngas (gas de síntesis) derivado de la gasificación de carbón o de biomasa, gases de fundidora (Steel mill gases, por su traducción literaria del inglés), gases derivados de procesos petroquímicos y gases con alto contenido en hidrógeno
- Fase líquida: destilados ligeros del petróleo, nafta, keroseno, crudos pesados

En términos de escalabilidad, las turbinas de gas poseen una amplia variedad de capacidades, los cuales abarcan desde unos cientos de kW (microturbinas) hasta varios MW de potencia bruta (turbinas industriales) (El-Sayed, 2017).

Así mismo, estos equipos poseen la capacidad de trabajar a carga total o parcial y así se puedan ajustar a las necesidades de proceso cuando no existe la posibilidad de exportar el remanente de potencia eléctrica para su venta (Boyce, 2010; Soares, 2015).

Cabe destacar que la producción de vapor de este tipo de turbina está intrínsecamente relacionada con su capacidad energética puesto que, a mayor potencia, mayor flujo másico y por ende mayor capacidad de generación de vapor.

Si bien son evidentes los beneficios que brindan los sistemas de cogeneración y trigeneración desde el punto de vista energético, por lo regular estos sistemas requieren altos flujos de inversión (y por ende, largos períodos de retorno de capital) y la variación de los precios de los combustibles hace que sea tediosa la estimación económica de este tipo de sistemas, provocando desconfianza entre las compañías para su aplicación (Picón-Núñez & Medina-Flores, 2013).

En ese contexto, Boyce (2010) recomienda poseer los siguientes datos durante la evaluación de sistemas de cogeneración:

- Demanda de potencia con sus respectivas variaciones
- Demanda térmica de proceso
- Demandas pico de calor y potencia
- Demandas energéticas de equipos especiales de proceso (por ejemplo, los sistemas de refrigeración)
- Disponibilidad de combustibles
- Impacto ambiental

Así mismo, el uso de biomasa constituye un área de oportunidad para los sistemas de cogeneración y trigeneración, ya que por lo regular estos son subproductos de proceso y pueden utilizarse como combustibles, reduciendo significativamente los costos de operación por compra de combustible y permite la disminución de los gases de efecto invernadero por el uso de combustibles fósiles como el petróleo y el carbón. Ejemplos de ello se encuentran en la industria papelera y en la producción de biocombustibles de primera generación en donde destaca el bioetanol de primera generación.

1.2 Justificación del trabajo

Los sistemas integrados de energía, llámese poligeneración, representan una solución en el uso eficiente de la energía, dada la escasez de combustibles convencionales y la creciente demanda energética actual. Estos sistemas brindan la posibilidad de utilizar de manera más eficiente los recursos energéticos ya que a partir de una sola fuente energética se pueden obtener dos (cogeneración) o hasta tres tipos de energía (trigeneración). Inclusive, son considerados sistemas altamente flexibles puesto que su aplicabilidad abarca desde amplios complejos industriales hasta unidades de carácter residencial o civil como son escuelas u hospitales (Dincer & Rosen, 2015).

Así mismo, dado el creciente interés en la aplicación de bioprocesos en la producción de químicos y/o combustibles y la alta cantidad de residuos que éstos generan durante su producción, se siguen proponiendo alternativas que permitan usar de manera más eficiente estos residuos en la producción de energía, lo cual incentiva la implementación de sistemas de poligeneración puesto que se reducen los costos de operación por compra de combustible, así mismo, se le da un uso más eficiente a estos subproductos ya que por lo regular se consideran como desechos y no se les da un tratamiento adecuado.

No obstante, es necesario tomar en cuenta si la cantidad de subproductos generados por el proceso es suficiente para cubrir la demanda energética de proceso y de ser así, considerar el producir energía extra para su venta; también es necesario analizar los costos y la disponibilidad de la tecnología que permita utilizar dichos residuos como combustibles ya que por lo regular los costos por inversión y operación son las principales limitantes en la aplicación de sistemas energéticos integrados o de poligeneración.

En consecuencia, para el éxito en la ejecución de sistemas de este tipo es pertinente analizar esencialmente la demanda energética del sistema, los costos por inversión de equipos, costos de operación y la cantidad de subproductos que pueden ser utilizados como combustibles.

1.3 Objetivos e hipótesis

Objetivo general

Desarrollar esquemas de cogeneración y trigeneración de carácter industrial a partir de un análisis termo-económico considerando los requerimientos energéticos de proceso, la presencia de subproductos con alto contenido energético y la factibilidad económica de cada esquema.

Objetivos particulares

- Desarrollar los esquemas de cogeneración y/o trigeneración a partir de ecuaciones de diseño, balances de materia y balances de energía.
- Analizar el desempeño energético de los esquemas de cogeneración y trigeneración desarrollados.
- Analizar la factibilidad económica de cada esquema de cogeneración y/o trigeneración con base en el método del valor presente neto (NPV) y la economía de escala.

Hipótesis

El nivel de producción de proceso, la selección de máquina térmica y la disponibilidad de subproductos de alto valor energético en un proceso determinarán la factibilidad económica en la implementación de sistemas de poligeneración energética, de los cuales la cogeneración y trigeneración son casos específicos.

1.4 Metodología

Se analizará el potencial en la aplicación de sistemas de cogeneración y trigeneración a procesos industriales considerando principalmente los siguientes puntos: tipo fuente primaria energética (combustible) disponible, razón calor/potencia del proceso y el nivel de producción de proceso.

Para ello, se seleccionará un caso de estudio de ámbito industrial, se identificará la existencia de subproductos con alto potencial energético y las demandas de calentamiento (vapor), potencia (electricidad) y si es necesaria la implementación de sistemas de enfriamiento alternos (sistema de absorción o compresión de vapor) tomando la razón calor/potencia (R_{power}) como referencia en la selección de la máquina térmica adecuada.

El análisis energético de cada esquema se analizará mediante el uso de ecuaciones de diseño, balances de materia y balances de energía los cuales serán resueltos mediante la programación de los modelos en el software *Engineering Equation Solver (EES)* dada su flexibilidad y la amplia base de datos termodinámicos que posee.

Dicho software, ha sido utilizado en múltiples estudios para el análisis de sistemas de cogeneración por biomasa (Dias, Modesto, et al., 2011; Puig-Arnavat et al., 2012; Vellini et al., 2020). Así mismo, Herold et al. (2016) recomienda este software en el análisis de sistemas de absorción por LiBr/agua, dado que cuenta con una biblioteca precargada para calcular las propiedades de esta mezcla

Seguido, se analizará su rentabilidad económica de cada esquema. Para ello se utilizará la metodología propuesta por Machin et al. (2021) y Sinnot et al. (2019) en donde se empleará el método del valor presente neto (NPV) considerando los costos por inversión, costos por operación y ganancias por ventas de insumos (electricidad o subproductos), así mismo, se analizará el impacto de la economía de escala sobre la rentabilidad de los esquemas propuestos a partir de la variación del nivel de producción de los esquemas propuestos para el caso de estudio.

1.5 Conclusiones preliminares

- Los sistemas por turbina de gas generan mayor electricidad con respecto a aquellos basados en turbina de vapor, aun llevando el vapor a condiciones de condensación.
- El desempeño de la turbina de gases empleando combustibles gaseosos de bajo poder calorífico implica el ajuste de parámetros de diseño y operación de la turbina de gases, en donde destacan la razón de compresión y el flujo másico circulante a través del expansor (o turbina).
- Las ganancias por ventas de electricidad generan un mayor impacto económico a comparación de la venta de materia prima para la fabricación de materiales y/o la producción de biocombustibles.
- Los costos por inversión de capital y de operación de sistemas por gasificación son considerablemente más altos que aquellos en donde ocurre la quema directa del combustible sólido (biomasa), a tal grado que las ganancias por ventas de electricidad no cubren toda los costos que conllevan su aplicación.

1.6 Organización de la Tesis

- **Capítulo I:** Introducción. En este capítulo se sensibiliza al lector del contenido de la tesis y se presentan los objetivos, hipótesis y algunas conclusiones preliminares.
- **Capítulo II:** Antecedentes. En este capítulo se presentan algunos trabajos previos y aportaciones relacionados con la Tesis actual y que funcionan como soporte para seguir desarrollado otros trabajos de la misma índole.
- **Capítulo III:** Caso de estudio. En este capítulo se presenta el caso de estudio y se cuantifican los servicios de calentamiento, potencia eléctrica y refrigeración (si aplica) requeridos por el caso de estudio.
- **Capítulo IV:** Análisis técnico. En este capítulo se presenten la estructura de los esquemas a desarrollar, los balances de materia y energía y las ecuaciones de diseño utilizadas para la evaluación técnica de los esquemas propuestos.
- **Capítulo V:** Análisis Económico. En este capítulo se presenta la metodología adoptada para evaluar el desempeño económico de cada esquema desarrollado en el margen de la economía de escala y el método por flujos de efectivo descontados (o trasladados), también denominado valor presente neto (NPV).
- **Capítulo VI:** Análisis de resultados. En este capítulo se discuten los resultados obtenidos de los análisis técnico (Capítulo IV) y económico (Capítulo V) de cada esquema (o sistema) propuesto para el caso de estudio.
- **Capítulo VII:** En este capítulo se presentan las conclusiones de esta tesis y algunas recomendaciones para futuros trabajos.

Capítulo 2: Antecedentes

En este capítulo se muestran algunas aportaciones de trabajos anteriores y se justifica porque es necesario continuar investigaciones relacionadas al trabajo desarrollado.

La cogeneración es una técnica que ha sido utilizada desde el año de 1880 en Europa donde varias industrias generaban su propia electricidad a partir de quemadores de carbón en conjunto con turbinas de vapor y era frecuente que utilizaran el vapor exhausto procedente de las turbinas con fines de calentamiento. Hasta el año de 1900 casi el 58% de la energía usada en la industria de Estados Unidos provenía de sistemas de cogeneración, sin embargo, debido a la reducción en los precios de la electricidad y la mejoría del sistema de distribución eléctrica se abandonaron gran parte de estos proyectos.

A pesar de ello, industrias como la petroquímica continuaron la operación de sus sistemas de cogeneración debido a la alta demanda de vapor que requerían sus procesos y a la presencia de productos secundarios que eran utilizados como combustibles. No fue sino hasta el año de 1970 cuando ocurrió un súbito incremento en los precios de los combustibles (aunada la incertidumbre en el suministro de estos) lo que provocó un repentino interés en los sistemas de cogeneración de tal manera que su aplicación se extendió a escalas más reducidas como la industria de alimentos, la industria farmacéutica y su aplicación sobre recintos comerciales, hoteles y espacios residenciales (Dincer & Rosen, 2015).

En la actualidad, se siguen utilizando sistemas de cogeneración en el ámbito industrial para solventar las necesidades de calentamiento y potencia de proceso de manera más eficiente; tal es el caso de la planta de sales perteneciente a CYDSA (ubicada en el parque industrial Pajaritos al sur de México) el cual posee un sistema de cogeneración conformado por una turbina de gases calientes y un generador de vapor, produciendo en conjunto 60 MW de electricidad y 70 toneladas de vapor por hora para suministro a proceso.

En el mismo parque industrial, el corporativo CRYOINFRA utiliza una planta de cogeneración, conformada por una turbina de gases calientes y un generador de vapor por gases calientes, generando en conjunto 142 MW de electricidad y 46 toneladas por hora de vapor de baja presión para su uso en sitio. La primera planta descrita inició sus operaciones en el año 2013 y la segunda en el 2016. Ambos proyectos utilizan gas natural como combustible.

En ese contexto, Vellini et al. (2020) publicó un trabajo en donde analiza la viabilidad de diferentes configuraciones de cogeneración (motor de combustión interna, turbinas de gases y turbinas de vapor) aplicados sobre la industria de alimentos considerando aspectos energéticos, económicos y ambientales.

Dado al creciente interés en el uso de combustibles renovables se han realizado trabajos en los cuales se utiliza biomasa como combustible. En ese contexto, Shabbir et al. (2016) presentaron alternativas para el uso de sistemas híbridos de cogeneración (gas natural y biomasa) en la industria papelera de Pakistán con el objetivo de reducir las emisiones en la atmósfera por la quema exclusiva de combustibles fósiles.

Deshmukh et al. (2013) presentan una comparación del potencial de sobreproducción eléctrica entre sistemas de cogeneración por combustión directa y gasificación, empleando bagazo de caña como materia prima. Bajo ese contexto Michailos et al. (2017) presentaron un análisis tecno-económico de cogeneración a partir de ciclo combinado por gasificación de bagazo de caña en donde destaca el uso de la economía de escala a partir de la variación en la disponibilidad de bagazo para ser gasificado sobre la producción de electricidad y los costos de operación, dando como resultado una reducción en los costos de producción conforme el flujo de bagazo aumenta. Pedroso et al. (2017) presentan un análisis técnico para el uso de bagazo de caña como combustible en procesos de gasificación y ciclo combinado (BIGCC) e impulsar la sobreproducción eléctrica en la industria del azúcar y Machin et al. (2021) presentan un análisis técnico, económico y ambiental para la consideración de plantas termoeléctricas que utilizan bagazo de caña como combustible en procesos de gasificación y ciclo combinado a gran escala.

En escalas más reducidas, Alexis et al. (2013) presentan un análisis de viabilidad económica de sistemas de cogeneración los cuales utilizan motores de combustión interna para proveer de electricidad y vapor de forma más eficiente a un hospital ubicado en Grecia.

Dado al éxito que representa la cogeneración, se ha buscado aprovechar aún más los combustibles disponibles mediante la implementación de sistemas de trigeneración para proveer de calor, potencia y enfriamiento a partir de una sola fuente de energía.

Las primeras aplicaciones de esta técnica se enfocaron en el suministro de electricidad, agua caliente y aire acondicionado a pequeños establecimientos como supermercados (Maidment et al., 2001).

No obstante, conforme fueron aumentando las capacidades de los equipos de enfriamiento y a la frecuente necesidad de servicios de vapor, electricidad y enfriamiento en procesos industriales, su aplicación se extendió a procesos químicos y petroquímicos utilizando principalmente turbinas de gas, recuperadores de calor y sistemas de enfriamiento por absorción o compresión de vapor para proveer de los tres servicios a proceso (Dharmadhikari, 1997). Algunas de esas aportaciones se describen a continuación.

Calva et al. (2005) utilizaron la metodología pinch en conjunto con modelos termodinámicos simplificados de turbinas de gases y sistemas de enfriamiento por compresión para modelar esquemas de trigeneración aplicados sobre una planta de compresión de gas natural. En ese sentido, Picón-Núñez & Medina-Flores (2013) presentaron un modelo alternativo de trigeneración para la misma planta a partir de un esquema de trigeneración conformado por turbinas de vapor y sistemas de enfriamiento por absorción por soluciones de bromuro de litio/agua (LiBr-H₂O).

Así mismo, es común que se utilicen sistemas de trigeneración en la industria de alimentos, como el caso de la producción de cerveza (Dumbliauskaite et al., 2010) y la industria cafetalera (A. C. C. da Silva et al., 2019).

Actualmente, se busca implementar sistemas de trigeneración a partir de combustibles renovables, como lo es el uso de la biomasa y energía solar.

Lian et al. (2010) presenta un análisis termo-económico en donde se plantean esquemas de trigeneración por turbinas de vapor a partir de la combustión de biomasa y el empleo de sistemas de enfriamiento por absorción y compresión de vapor.

Puig-Arnavat et al. (2014) presentan un análisis termo-económico de un sistema de trigeneración de mediana escala (250 kW – 2MW) el cual funciona a partir de gas de síntesis producto de la gasificación de biomasa para aplicaciones de carácter industrial.

Singh (2019) presentó un análisis de trigeneración por combustión de bagazo de caña para proveer de electricidad, vapor y enfriamiento a una planta en donde se procesan azúcar y vegetales, a partir de turbinas de vapor y sistemas de enfriamiento por absorción.

Por otra parte, los sistemas que utilizan energía solar como fuente primaria energética han ganado popularidad y su uso abarca desde aplicaciones de carácter residencial hasta aquellas de tipo industrial (Sonar, 2021).

En ese sentido, Kasaeian et al. (2020) presenta un modelo de trigeneración el cual utiliza energía solar como fuente de energía primaria; dicho sistema está conformado por colectores solares, un ciclo Rankine orgánico y un sistema de enfriamiento por absorción (LiBr-H₂O) para suministrar electricidad, calefacción y aire acondicionado a un complejo residencial.

Capítulo 3: Caso de estudio

En este capítulo se presenta el caso de estudio analizar y se cuantifican las demandas energéticas de proceso.

3.1 Potencial de la caña de azúcar como materia prima

3.1.1 Papel histórico de la caña de azúcar y el bioetanol

La caña de azúcar es conocida en todo el mundo por su alta productividad, participación en procesos de alta tecnología, como materia prima de alta calidad y principalmente por su alto potencial en la producción de azúcar y etanol. Originaria de zonas tropicales de Asia, su principal uso a lo largo de la historia ha sido la obtención de azúcares, principalmente sacarosa, glucosa y fructosa.

La parte aérea de la caña de azúcar (Figura 3.1) está conformada por el tallo, hojas verdes y hojas secas. Las hojas verdes se encuentran en la parte superior de la planta como resultado de una alta presencia de humedad, mientras que en la parte inferior de la planta se concentran las hojas secas (o muertas) como resultado de la baja humedad presente en ese punto. Acorde con Santos et al. (2020) la planta tiene aproximadamente 57% de su peso de agua y el remanente está conformado por paja, fibra (bagazo) y azúcar.

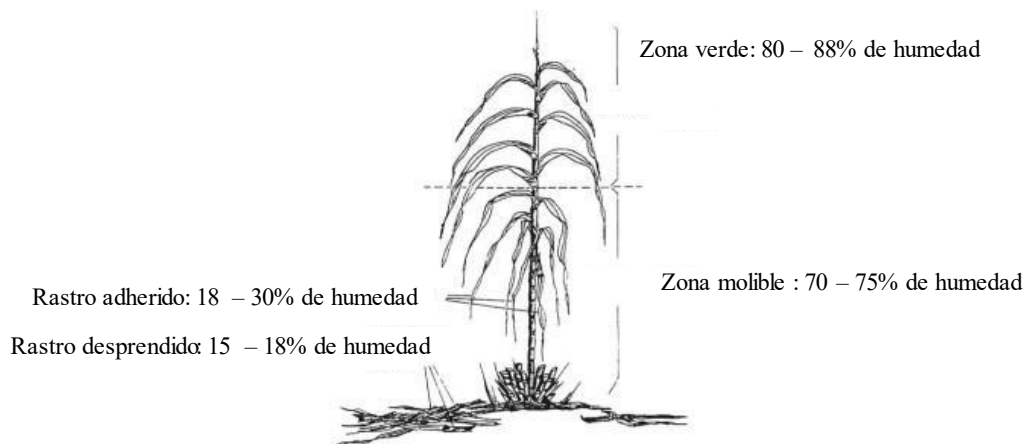


Figura 3.1: Ilustración de la planta de caña de azúcar. Extraído de (Santos et al., 2020).

Si bien en un principio la cosecha de caña era dedicada íntegramente a la producción y exportación de la caña de azúcar, con el paso del tiempo se encontró que al fermentar azúcar se podría producir alcohol. La fermentación del azúcar para producir bebidas alcohólicas data de técnicas empleadas en China desde hace 9000 años. La técnica de fermentación fue distribuida a lo largo de los años, siendo usada en múltiples bebidas como la cerveza, vino y sake.

No obstante, desde el descubrimiento de la destilación a cargo del químico árabe Al-Kindi, se ha reportado que a lo largo de los siglos XII a XIV se ha utilizado esta técnica en la preparación de diferentes bebidas alcohólicas, como lo es el vino. No fue sino hasta el siglo XVIII cuando el químico Germano-ruso, Johan Tobias, obtuvo etanol puro a partir de síntesis química.

En los años siguientes, con avances en el área de química se hizo posible la producción de alcohol a grandes escalas, en el año de 1840 era común que en Estados Unidos se utilizara alcohol en las linternas. Sin embargo, no fue sino hasta principios de 1990 que fue utilizado por primera vez etanol en motores de combustión de automóviles; tal es el caso del modelo T de Ford el cuál podría funcionar por gasolina y etanol.

Tras el éxito del etanol en el área de transporte, Brasil siguió el modelo de Estados Unidos e inicio una campaña para usar bioetanol de caña de azúcar en motores de automóviles. Esto dio como resultado investigación en la producción y uso del alcohol, así como, el nacimiento de programas como *pro-alcohol* el cuál incentivó la cosecha de caña y la producción de bioetanol a escalas industriales. Esto propició que Brasil se convirtiera en unos de los principales productores de bioetanol; título que sigue manteniendo hasta hoy en día (Santos et al., 2020).

3.1.2 Escenario actual de la caña de azúcar y del bioetanol

Brasil, India, China y Tailandia son los responsables de producir el 70% de toda la caña de azúcar en el planeta (Tabla 3.1) donde Brasil representa el 30% de la producción global, convirtiéndolo en el principal productor de caña de azúcar en el planeta. En ese contexto, se estima que en los próximos años la producción de caña de azúcar siga en incremento considerando que el 80% del azúcar proviene de esta planta.

Tabla 3.1: Producción global de caña de azúcar. Adaptado de (Santos et al., 2020).

Año	1961	1974	2000	2014
TA Toneladas de caña (x10 ³)				
Brasil	59,377	95,624	3,27,705	7,36,109
India	1,10,001	1,40,805	2,99,325	3,52,142
China	12,416	25,578	69,299	1,26,153
Tailandia	2000	13,339	54,052	1,03,697
Global	4,47,977	6,48,516	12,558,88	18,842,46

Tabla 3.2: Estimación en la producción global de caña de azúcar. Adaptado de (Santos et al., 2020).

Año	Miles de toneladas	Incremento
2015	169	
2016	173	2.4
2017	175	1.2
2018	178	1.7
2019	182	2.2
2020	186	2.2
2021	190	2.2
2022	194	2.1
2023	197	1.5
2024	201	2
2025	205	2

La producción estimada de caña en Brasil durante la cosecha de 2018/2019 fue de aproximadamente 615 millones de toneladas, una reducción del 2.8% con respecto al año pasado, de acuerdo con Santos et al. (2020) también ocurrió una reducción en la producción de azúcar, destinando una mayor parte de la producción en la industria del bioetanol.

En ese sentido, de acuerdo con Santos et al. (2020) se estima que la producción de azúcar durante la temporada 2018/2019 fue de aproximadamente 31.73 millones de toneladas; una reducción del 16% con respecto a la temporada pasada (2017/2018). Por otro lado, la producción de bioetanol en esta temporada superó en 18.6% la producción de la temporada pasada (2017/2018) con un total de 21.31 billones de litros de bioetanol producidos.

Los productos de la caña de azúcar (como el bioetanol) ofrecen la premisa de reducir los gases de efecto invernadero al reducir el consumo de recursos fósiles. Además, la gran mayoría de los residuos en el procesamiento de la caña son frecuentemente utilizados para otras actividades donde se destaca su uso energético. Esto convierte a Brasil en un caso de éxito en el campo de las biorefinerías al utilizar casi por completo la biomasa de la caña de azúcar.

Otra peculiaridad en Brasil es la alta participación de los recursos renovables (en donde se incluye la caña de azúcar) sobre la matriz de distribución energética, siendo una de las más grandes en el mundo con aproximadamente el 42.9% de la energía total. No obstante, la caña de azúcar representa el 17% del flujo energético para uso doméstico (Figura 3.2).

Esto indica que existe la posibilidad en la reducción del uso de combustibles fósiles, reemplazándolos con combustibles renovables, en consecuencia, reducir las emisiones de gases de efecto invernadero.

Actualmente, el bioetanol de caña de azúcar es uno de los biocombustibles con la suficiente capacidad de cubrir gran parte de la demanda energética global y se estima que las emisiones a la atmósfera se reducirían en un 60% si se sustituyera a la gasolina por etanol, puesto que el 82% de las emisiones de gases de efecto invernadero provienen de la quema de combustibles fósiles (Santos et al., 2020).

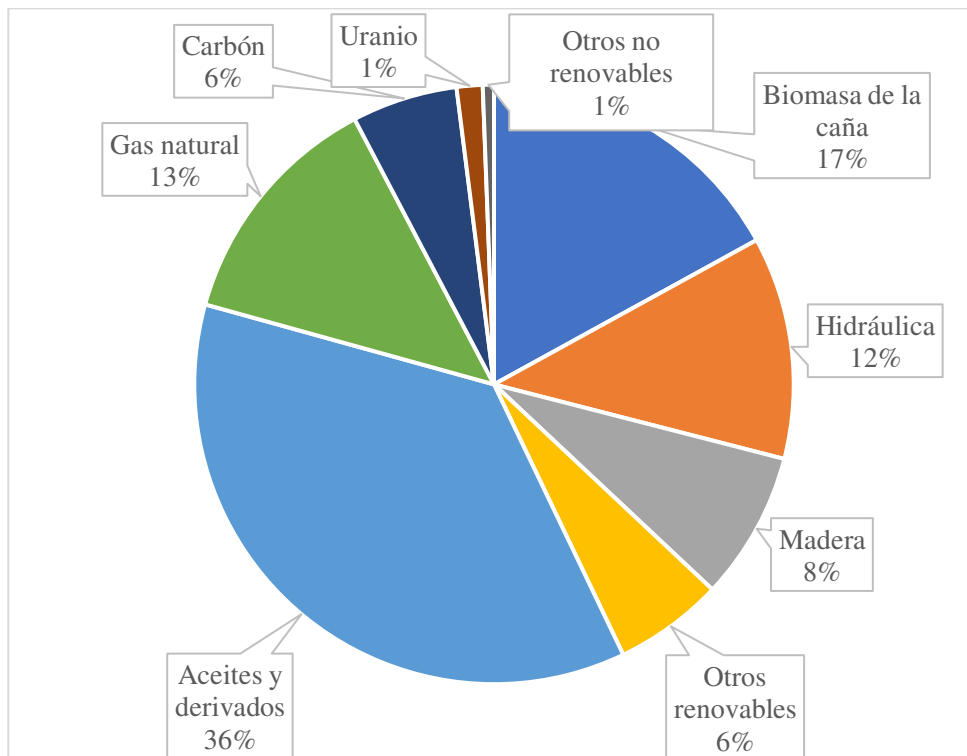


Figura 3.2: Suministro energético interno en Brasil para uso doméstico en el año 2018. Adaptado de (Santos et al., 2020).

A pesar los claros beneficios que ofrece el uso del bioetanol, aún se tienen controversias con respecto al balance entre el suministro de caña para producir combustibles y alimentos, así como el uso del agua, ya que por lo regular la producción de bioetanol por caña consume aproximadamente 15 veces más agua a comparación del bioetanol de maíz.

No obstante, se espera que en un futuro el proceso de producción de bioetanol a partir de caña de azúcar mejore desde el punto de vista energético y económico mediante la constante innovación tecnológica e investigación. Se estima que alrededor del 70% de los costos de producción de bioetanol se debe al proceso de cosecha. En ese sentido, uno de los retos más grandes data en la mejora del proceso de cultivo y cosecha, dando como resultado un incremento en la productividad y, en consecuencia, la reducción de los costos de producción.

En conclusión, con la precepción de un futuro en donde progresivamente se están sustituyendo los combustibles fósiles con los renovables y la ampliación del mercado actual a favor de los procesos sostenibles, la caña de azúcar es un claro ejemplo de transición de tecnologías.

3.1.3 Proceso tradicional de producción de azúcar y bioetanol de primera generación

Los principales productos de la industria de la caña son el azúcar, el cual abastece el mercado de alimentos, seguido del bioetanol para el mercado de los combustibles y el transporte. En el siguiente apartado se describirá de manera breve el proceso convencional para la obtención de bioetanol y azúcar a partir de la caña de azúcar (Dias, Modesto, et al., 2011; Rein, 2007; Santos et al., 2020).

Primero, la caña es transportada y lavada para ser llevada a una serie de molinos, en estos molinos ocurre la extracción del azúcar de la caña. El residuo de la extracción del azúcar, denominado como bagazo, es transportado para otros usos. El jugo resultante es utilizado ya sea para producir azúcar o etanol.

En frecuente que, durante la producción de azúcar, el caldo (o jugo) de la caña circule a través de etapas de tratamiento físico y químico, de tal forma que se puedan eliminar la mayor cantidad posible de impurezas y así obtener una mayor cantidad de sacarosa (Dias et al., 2009; Santos et al., 2020).

Después del tratamiento químico, el caldo es calentado para eliminar microorganismos por esterilización, se completan las reacciones químicas con un agente alcalino, son sedimentadas las impurezas insolubles y son removidos gases contenidos dentro del caldo. En ese sentido, el caldo es llevado a clarificación donde las partículas decantadas (también conocidas como lodo) son separadas del caldo. El lodo resultante es mezclado con bagazo y filtrado para recuperar sacarosa que hay contenida en él. El lodo resultante queda empalmado y es conocido como torta de filtrado (*Filter cake*, por su traducción del inglés). La torta de filtrado es comúnmente utilizada como abono en los plantíos de caña.

El jugo tratado es después concentrado en un sistema de evaporadores multi efecto y es pasado por un proceso de cristalización de sacarosa. Sin embargo, en este proceso no es recuperada toda la sacarosa y la solución residual (aún rica en azúcar) es retornada al proceso hasta llegar a un caldo final rico en fructuosa y glucosa, denominado *molasa*. Las molasas son frecuentemente usadas en la producción de etanol mediante fermentación. Finalmente, el azúcar es llevado a una zona de secado y enfriado para su posterior almacenamiento.

En contraste, la producción de bioetanol está basada en el proceso de fermentación del jugo de caña junto con las molasas. No obstante, el proceso de producción de azúcar y bioetanol inician de manera similar. En ese contexto, el jugo previamente tratado es evaporado en un sistema multi efecto de evaporación y es eventualmente mezclado con las molasas. Después, esta mezcla denominada *mosto* (*wort*, de su traducción del inglés) es mezclada con levadura y llevada a un área de fermentación para lograr vino con un margen de entre 7-10% de alcohol.

El método de fermentación más utilizado en las destilerías de Brasil es el método de Melle-Boinot, donde su principal atributo es la recuperación de la levadura del vino por centrifugación. Tras la fermentación, las levaduras son recuperadas y tratadas para usos posteriores y el vino es transportado a la etapa de purificación por destilación.

El bioetanol es inicialmente recuperado con un contenido de aproximadamente 6% en peso de agua. Durante la etapa de destilación es generado entre 10 – 13 L de vinaza, alcohol de segundo grado y aceite de Fusel.

Finalmente, el alcohol resultante puede ser almacenado o deshidratado mediante destilación extractiva, ya sea a través del uso de ciclohexano o mono etilenglicol (MEG) como agente extractivo. En consecuencia, el alcohol alcanza purzas de aproximadamente 99.6-99.7% en peso. La deshidratación del alcohol puede ser llevada a cabo por otros métodos como lo es la adsorción por tamices moleculares. El procedimiento tradicional para obtener azúcar y/o bioetanol de primera generación a partir de la caña de azúcar se encuentra representado en la Figura 3.3.

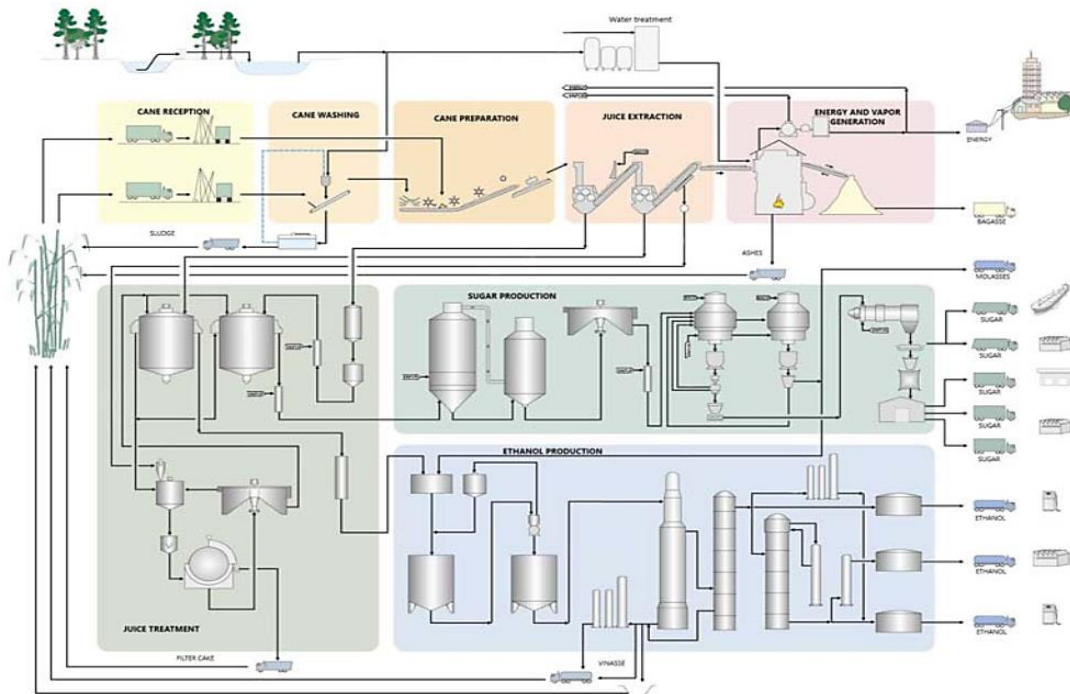


Figura 3.3: Proceso convencional en producción de azúcar y bioetanol de primera generación. Adaptado de Santos et al. (2020).

3.1.4 Subproductos de la caña de azúcar

Durante la producción de bioetanol y azúcar se generan gran cantidad de subproductos con un alto potencial de uso en otras actividades, algunas de las más relevantes se muestran en la Figura 3.3. No obstante, las actividades que destacan son la producción de vapor/electricidad y etanol de segunda generación (Etanol 2G) a partir de los residuos lignocelulósicos de la caña, que comúnmente son el bagazo y la paja (*Straw*, por su traducción del inglés).

Khatiwada et al. (2016) presentan un análisis en el cual nos brinda una idea del potencial económico, energético y ambiental que adquiere una biorefinería de primera generación a partir del uso de residuos lignocelulósicos para producir bioetanol de segunda generación o bien producir electricidad a partir de la combustión de estos residuos operando sistemas avanzados de cogeneración.

Otros subproductos que poseen un alto potencial para generar químicos de alto valor agregado son las molasas, vinazas, levaduras y la torta de filtrado. Algunos de los potenciales productos derivados de estos residuos se muestran en la Figura 3.4 y en la Tabla 3.3.

El dióxido de carbono es resultado del proceso de fermentación alcohólica y generalmente desechado a la atmosfera, sin embargo, con el avance tecnológico se ha podido capturar y purificar para ser utilizado en la producción de bebidas, hielo seco, bicarbonato de sodio y en el tratamiento de efluentes. Por otra parte, el ácido cítrico es utilizado en utilizado en la industria de alimentos como saborizante y preservador, también, es utilizado con frecuencia en detergentes y productos de higiene y de limpieza (Santos et al., 2020).

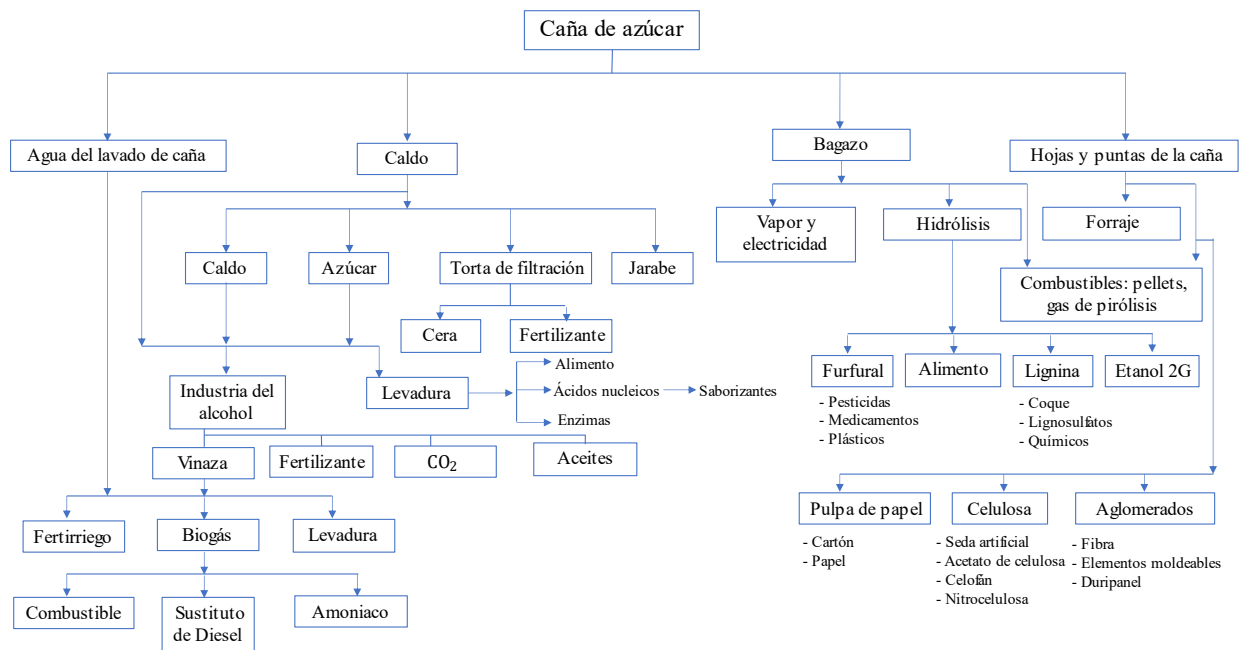


Figura 3.4: Potenciales productos y subproductos de la caña de azúcar. Adaptado de (Santos et al., 2020).

En conclusión, el uso de la biomasa en adición con los avances tecnológicos de los procesos industriales conlleva a un nuevo concepto en el marco de las biorefinerías a partir de la producción de energía, químicos y materiales de alto valor agregado, las posibilidades de crecimiento y desarrollo en la industria del azúcar son grandes a futuro e impactan directamente en los aspectos económicos y ambientales. Por lo que la caña de azúcar podría ser el inicio hacia un futuro más sostenible en el área de la economía circular y los biocombustibles.

Tabla 3.3: Principales productos derivados de los residuos de la industria de la caña

Subproducto	Categoría/Tecnología	Producto final
Molzasas	Bioteconología	Ácido Cítrico Aminoácidos Pesticidas Fijador de nitrógeno Ensilaje
Molzasas Bagazo Vinaza	Químicos	Gluconato de calcio sorbitol Surfactantes biodegradables Furfural Plásticos Aditamentos para la industria del papel Vinaza concentrada
Molzasas Bagazo	Productos veterinarios	Compuestos antidiarreicos Complejos a basa de dextrano
Bagazo	Alimentos	Levadura, fructosa y derivados de la glucosa Fructooligosacáridos Jarabes por ruta enzimática Hongos comestibles
Bagazo	Bio-estructural	Fertilizantes Aglomerados cemento/bagazo Aglomerados MDF

3.2 Descripción del caso de estudio

3.2.1 Descripción del proceso

El caso de estudio a analizar fue obtenido de un trabajo desarrollado por Días et al. (2011). En donde a partir de simulaciones computacionales se comparan los efectos del uso de columnas de destilación optimizadas y la integración térmica de corrientes (análisis pinch) sobre una biorefinería tradicional de primera generación, la cual produce únicamente bioetanol a partir de caña de azúcar. Dicha biorefinería se encuentra ubicada en Brasil, país considerado como uno de los principales productores de caña de azúcar y del bioetanol.

El proceso de producción de bioetanol tradicional descrito por Días et al. corresponde en esencia al definido en el apartado 3.1.3 y está compuesto por las etapas de recepción y limpieza, extracción de azúcares, tratamiento y esterilización de los jugos, fermentación, destilación y deshidratación (Figura 3.5).

La planta procesa alrededor de 493 toneladas de caña por hora (2 millones de toneladas por año) y produce 1 millón de litros de bioetanol por día. Cabe destacar, que esta es la escala industrial típica (o nominal) en la producción de bioetanol en la zona. Sin embargo, Khatiwada et al. (2016) destaca que algunas zonas cañeras (especialmente aquellas cercanas a Sao Paulo) tienen el potencial de procesar hasta 8 millones de toneladas de caña por año.

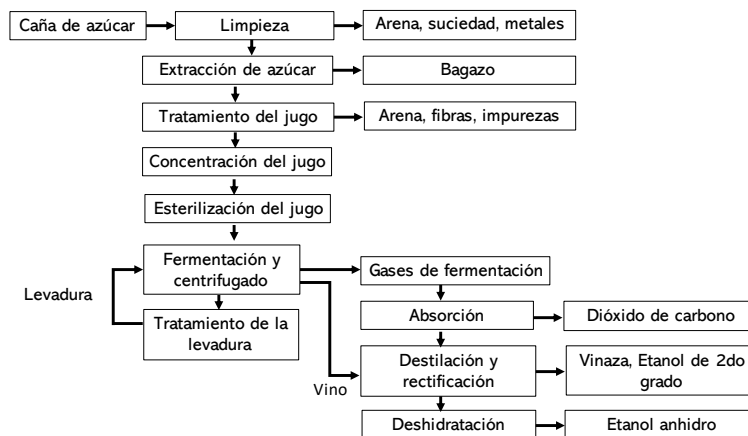


Figura 3.5: Etapas del proceso en el caso de estudio (Biorefinería de primera generación). Adaptado de (Días, Modesto, et al., 2011).

3.2.1.1 Cuantificación de la demanda de servicios auxiliares por el método pinch

Por lo regular, las biorefinerías de este tipo consumen una gran cantidad de vapor, especialmente en la etapa de concentración del jugo por el uso de evaporadores multi efecto y en la de destilación. Sin embargo, estos consumos pueden reducirse a partir de la optimización de las columnas de destilación y la integración térmica de corrientes de proceso (análisis pinch).

El proceso de destilación y deshidratación descrito en el caso de estudio para un proceso convencional (Figura 3.6) consiste en una serie de tres columnas de destilación y dos de rectificación, las cuales están definidas como las columnas A, A1, D, B y B1, respectivamente. El vino obtenido de la fermentación es precalentado y alimentado a la columna A1. Las presiones de las columnas de destilación están en el rango de 133.8 a 152.5 kPa y de 116 a 135.7 kPa para el caso de las columnas de rectificación.

Las corrientes a la salida de estas columnas poseen 40% en peso (*phlegm*), también se obtiene vinaza y etanol de segundo grado. En ese contexto, las corrientes a la salida de las columnas de rectificación son etanol hidratado, etanol en fase acuosa (*phlegmasse*) y aceite de fusel. Sin embargo, el alcohol hidratado generado egresa de la columna B en fase vapor (Figura 3.6).

Debido a que el etanol forma un azeótropo con concentración de 95.6% en peso y a 1 atm, el alcohol es deshidratado a partir de destilación extractiva con mono etilenglicol como agente extractivo. En este proceso se utilizan dos columnas: una columna extractiva y de recuperación del solvente. La columna de extracción opera a presión atmosférica (101.325 kPa) mientras que la columna de recuperación opera al vacío (20 kPa) con el propósito de evitar la descomposición térmica del solvente.

Bajo este contexto, Días et al. presentan una alternativa para reducir el consumo de vapor en la etapa de separación la cuál denominaron doble destilación. Para ello, se propone que las columnas de destilación operen a presiones de vacío (19 – 25 kPa) mientras que la columna de rectificación opere a presiones atmosféricas. Permitiendo que las temperaturas del domo y de fondos de las columnas A y B sean de 65 y 78 °C, respectivamente.

En consecuencia, es posible integrar el condensador de la columna B con el rehervidor de la columna A y así, el condensador de la columna de rectificación B pueda trabajar como el rehervidor de la columna de destilación A (Figura 3.6).

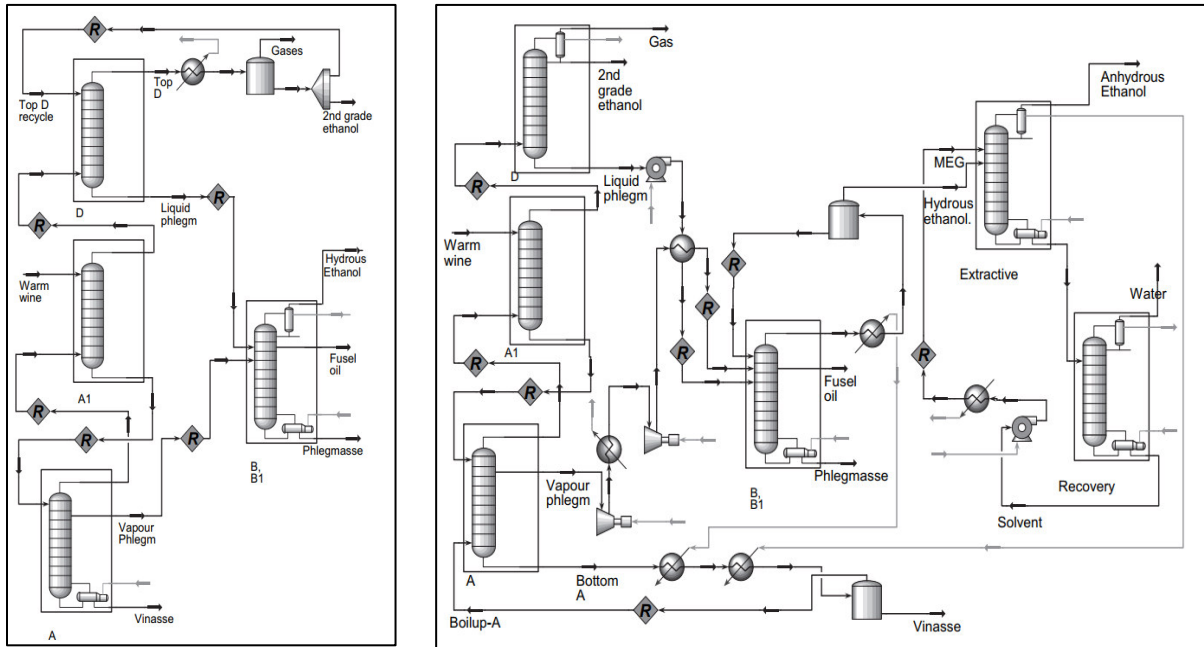


Figura 3.6: Etapa de separación del etanol empleando el proceso convencional (izquierda) y de destilación doble (derecha). Extraído de Dias et al. (2011)

Sin embargo, la integración del rehervidor de la columna A con el condensador de la columna B no provee de todo el flujo calor para la adecuada operación de las columnas de destilación, sin embargo, es posible usar los vapores del etanol anhidro para proveer del calor faltante para la adecuada operación de la columna A.

Otro punto importante en este proceso es el hecho de que la corriente de vapor a la salida de la columna A (*phlegm*) deben ser comprimida antes de entrar a la columna B a partir de un compresor de vapor, lo cual resulta en un consumo extra de potencia eléctrica de proceso.

En un estudio más reciente, Palacios-Bereche et al. (2015) hacen énfasis a partir de una análisis técnico y económico en el uso de esta tecnología para la reducción del consumo de vapor en plantas convencionales de bioetanol de primera generación.

La integración térmica de corrientes es una herramienta útil en la reducción de los servicios auxiliares requeridos a proceso. Esto se logra por medio de la interacción de corrientes de proceso calientes con las frías a través de redes de recuperadores de calor, dando como resultado un consumo mínimo en servicios auxiliares externos (Klemeš, 2013). Este tipo de técnicas han sido utilizadas con frecuencia en biorefinerías para la optimización de servicios auxiliares (Cortes-Rodríguez et al., 2018; Dias et al., 2009; Palacios-Bereche et al., 2015).

En ese contexto, Días et al. realizaron una recopilación de las corrientes del proceso convencional y por destilación doble con el potencial suficiente para lograr una integración térmica. No obstante, en este trabajo solo se considerará el proceso en donde se emplea la destilación doble, describiéndolo como el proceso “óptimo” energéticamente hablando. Las corrientes del proceso con destilación doble utilizadas en la integración térmica se describen en la Tabla 3.4.

Las curvas compuestas y cantidades mínimas de calor a remover (Q_{c-min}) y suministrar (Q_{h-min}) se determinaron a partir del software *Hint*. De la misma manera que Días et al., se utilizó un ΔT_{min} de 10 °C.

Tabla 3.4: Corrientes con potencial para integración térmica del proceso con destilación doble. Extraído de (Dias, Modesto, et al., 2011)

Corriente	Descripción	Tipo	Tipo de calor	T _s (°C)	T _t (°C)	H (MW)
1	Esterilización de jugo	Caliente	Sensible	130.00	28.00	-27.60
2	Jugo fermentado	Caliente	Sensible	28.00	24.00	-5.06
3	Tratamiento de vinaza	Caliente	Sensible	65.00	35.00	-10.55
4	Enfriamiento de etanol	Caliente	Sensible	78.00	35.00	-8.98
5	Condensados de vapor	Caliente	Sensible	109.00	50.00	-12.42
6	Condensador de columna B	Caliente	Latente	82.00	82.00	-23.66
7	Condensador de columna extractiva	Caliente	Latente	78.00	78.00	-13.73
8	Condensador de Columna D	Caliente	Sensible	41.00	26.00	-4.48
9	Condensador de columna recuperadora	Caliente	Sensible	78.00	63.00	-0.30
10	Jugo sin tratar	Fría	Sensible	30.00	70.00	21.10
11	Jugo limpio	Fría	Sensible	74.00	105.00	20.67
12	Jugo para esterilización	Fría	Sensible	96.00	130.00	9.31
13	Vino centrifugado	Fría	Sensible	28.00	48.00	8.64
14	Rehervidor columna A	Fría	Latente	65.00	65.00	37.39
15	Rehervidor columna B	Fría	Latente	108.00	108.00	5.25
16	Rehervidor de columna extractiva	Fría	Sensible	111.00	137.00	12.88
17	Rehervidor de columna recuperadora	Fría	Latente	150.00	150.00	1.79
18*	Sistema de evaporación multi efecto	Fría	Latente	127.50	127.50	36.78

Las curvas compuestas del proceso se presentan en la Figura 3.7, así mismo, los valores de Q_{h-min} y Q_{c-min} obtenidos por *Hint* son de 32.19 MW y 21.95 MW, respectivamente. Sin embargo, estos objetivos de calentamiento y enfriamiento corresponden al proceso sin tomar en cuenta las corrientes de sistema de evaporación multi efecto, es decir, son consideradas únicamente las corrientes de la 1-17 en la Tabla 3.4.

De acuerdo con el autor, el sistema de evaporación es considerado como un sistema aparte y es integrado en un segundo paso al proceso base (corrientes 1-17). No obstante, dado que no son proporcionadas las corrientes del sistema de evaporación para integrarlo al proceso base, es utilizado el flujo de vapor del sistema de evaporación determinado por el autor para estimar la demanda total de vapor. Dicho flujo corresponde a 16.863 kg/s de vapor saturado a 2.5 bar de presión. En ese contexto, el sistema de evaporación será considerado como un sumidero de calor anexo a la integración térmica del proceso base.

A partir de la Ecuación 3.1 es estimada la demanda térmica del sistema de evaporación multi efecto considerando que se utiliza vapor saturado como medio de calentamiento.

$$Q_{calentamiento} = m_{vapor} \cdot \Delta H_{vap} \quad 3.1$$

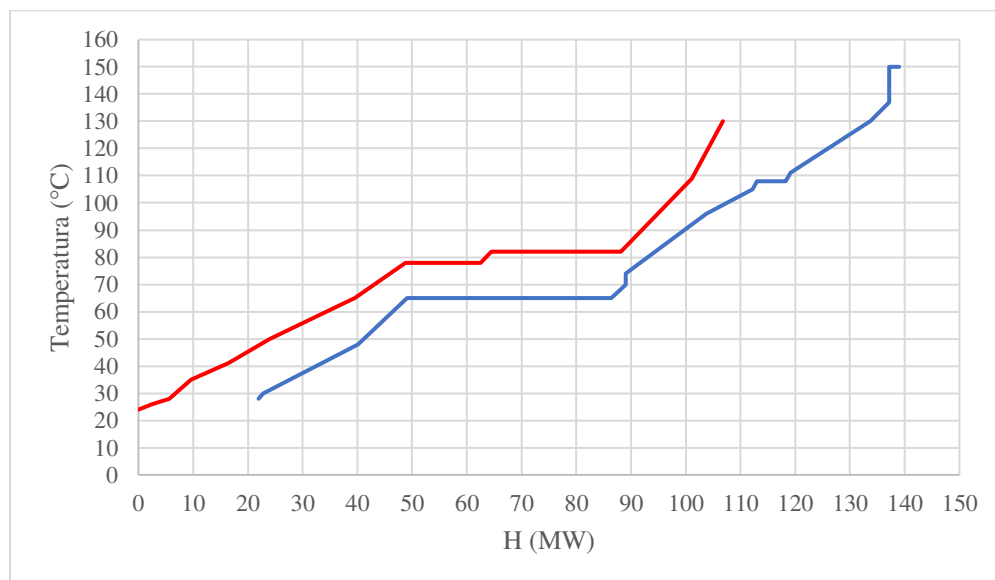


Figura 3.7: Curvas compuestas de la biorrefinería con destilación doble ($\Delta T_{min} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$).

Esto da como resultado una demanda total de calentamiento de 68.97 MW y de enfriamiento de 21.95 MW.

El siguiente aspecto por analizar es la cantidad de vapor que debe suministrarse al proceso base (sin sistema de evaporación). Una herramienta útil para determinar la cantidad de servicios auxiliares es a través de la gran curva compuesta (Figura 3.8). La gran curva compuesta se obtiene a partir de la modificación de las temperaturas de las corrientes frías y calientes mediante las siguientes Ecuaciones 3.2 y 3.3 (Klemeš, 2013).

$$T_{\text{caliente}}^* = T_{\text{real}} - \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{\text{min}} \quad 3.2$$

$$T_{\text{fría}}^* = T_{\text{real}} + \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{\text{min}} \quad 3.3$$

Los asteriscos sobre las temperaturas indican que han sido modificadas. Cabe destacar que esta modificación en las temperaturas aplica tanto para las corrientes de proceso como para servicios auxiliares de calentamiento y enfriamiento. Así mismo, esta modificación asegura que siempre se mantendrá el ΔT_{min} entre las corrientes de servicios y de proceso.

La gran curva compuesta resulta una herramienta muy práctica en la estimación de servicios auxiliares a proceso, ya que nos indica la cantidad (eje horizontal) y la calidad (eje vertical) de servicios de calentamiento u enfriamiento requerido por el proceso (Ng, 2021).

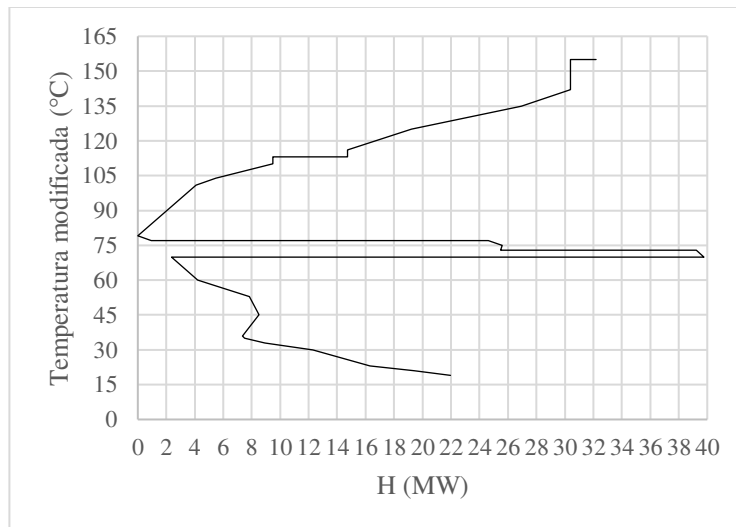


Figura 3.8: Gran curva compuesta del proceso base, $\Delta T_{\text{min}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

En este caso se utilizarán dos niveles de presión de vapor para cubrir la demanda térmica de proceso: 2.5 y 6.5 bar. El vapor a 6.5 bar será utilizado principalmente en los rehervidores de las columnas de destilación y en la etapa de esterilización del jugo (Dias, Modesto, et al., 2011); mientras que el vapor a 2.5 bar será utilizado para calentamiento general a proceso.

Cabe destacar que estos niveles de presión de vapor han sido utilizados como propuesta en otros trabajos en los que se involucra un análisis pinch sobre una biorefinería de primera generación (Cortes-Rodríguez et al., 2018; Dias et al., 2009; Palacios-Bereche et al., 2015).

Posicionando estos dos niveles de vapor sobre la gran curva compuesta como se muestra en la Figura 3.9 podemos encontrar la cantidad de energía que puede suministrar cada nivel de vapor. Una vez hecho esto se puede obtener el flujo de vapor de cada nivel de presión a partir de la Ecuación 3.1, considerando que se utiliza vapor saturado.

Originalmente, Días et al. utilizaron 6 y 2.5 bar como niveles de presión en su análisis, sin embargo, al realizar el desplazamiento de las temperaturas y posicionarlas sobre la gran curva compuesta del caso base se observó que la temperatura modificada del vapor a 6 bar ($T^* = 153.9$ °C) no cubría toda la demanda térmica de proceso, por lo que se optó en utilizar una mayor presión de vapor y así asegurar el suministro de toda la carga térmica requerida.

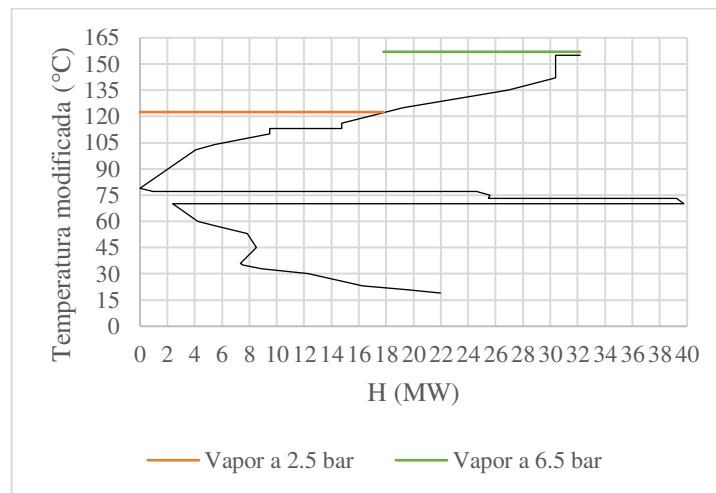


Figura 3.9: Posicionamiento de los niveles de vapor sobre la gran curva compuesta del caso base.

A pesar de esta modificación, los flujos totales de vapor requeridos (caso base + sistema de evaporación multi efecto) difieren un 2.3 % con respecto a la estimación original realizada por Días et al. (Tabla 3.5).

Tabla 3.5: Flujos totales de vapor del caso de estudio.

kg/s	Trabajo actual		Días et al.	
	Vapor a 2.5 bar	Vapor a 6.5 bar	Vapor a 2.5 bar	Vapor a 6 bar
Sistema de evaporación	16.86	-	22.94	8.29
Proceso base	8.16	6.932		
Total	31.95		31.23	

Por otro lado, la cantidad de calor mínima que debe ser removida es representada por la parte inferior de la gran curva compuesta (corrientes por debajo del pinch). Para ello, utilizaremos en primera instancia agua procedente la torre de enfriamiento.

Dado que no se especifica una temperatura del agua de enfriamiento; ésta será determinada suponiendo una temperatura del aire de 25 °C (temperatura de bulbo seco), una humedad relativa del 60% y una presión atmosférica de 1.013 bar (1 atm); como resultado se obtiene una temperatura de bulbo húmedo de 19.47 °C, en ese contexto, Boyce (2010) recomienda que el agua que provee una torre de enfriamiento no debe poseer una temperatura inferior a 2.8 °C de la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente. En consecuencia, la temperatura de agua que proviene de la torre se fijó en 23 °C, así mismo, se asume que el agua regresa a la torre con una temperatura real de 35 °C.

En ese sentido, la cantidad de agua de enfriamiento que debe proveer la torre se puede estimar a partir de la Ecuación 3.4.

$$m_{\text{torre}} = \frac{Q_{\text{torre}}}{C_{p\text{agua}} \cdot (T_{\text{objetivo}} - T_{\text{suministro}})} \quad 3.4$$

Sin embargo, la capacidad del agua de la torre para remover calor se ve limitada por las temperaturas de proceso. En la Figura 3.10 se observa que la pendiente del agua de enfriamiento hace contacto con la curva de proceso y solo es posible remover aproximadamente 13.4 MW de energía.

Esto es debido a que los nuevos procesos de fermentación operan a temperaturas por debajo de los 28 °C (los sistemas tradicionales operan a temperaturas de 34 °C) y así obtener un vino con altas cantidades de etanol (Dias, Modesto, et al., 2011).

En consecuencia, es necesario que se utilice un sistema auxiliar de enfriamiento que opere a temperaturas por debajo de los 23 °C. Tal es el caso de los sistemas de enfriamiento por absorción (Herold et al., 2016) o por compresión de vapor (Aminyavari et al., 2014), los cuales poseen la facultad de operar y generar enfriamiento a condiciones cercanas y por debajo de los 0 °C.

En ese contexto, se propone una temperatura de suministro y de retorno de 7 y 12 °C (temperaturas reales), respectivamente; siendo estas temperaturas estándar para sistemas de enfriamiento por encima de los 0 °C (Lian et al., 2010).

En consecuencia, la cantidad de energía a remover por el sistema de enfriamiento auxiliar es de aproximadamente 8.55 MW o bien 2432 toneladas de refrigeración (1 ton = 3.517 kW).

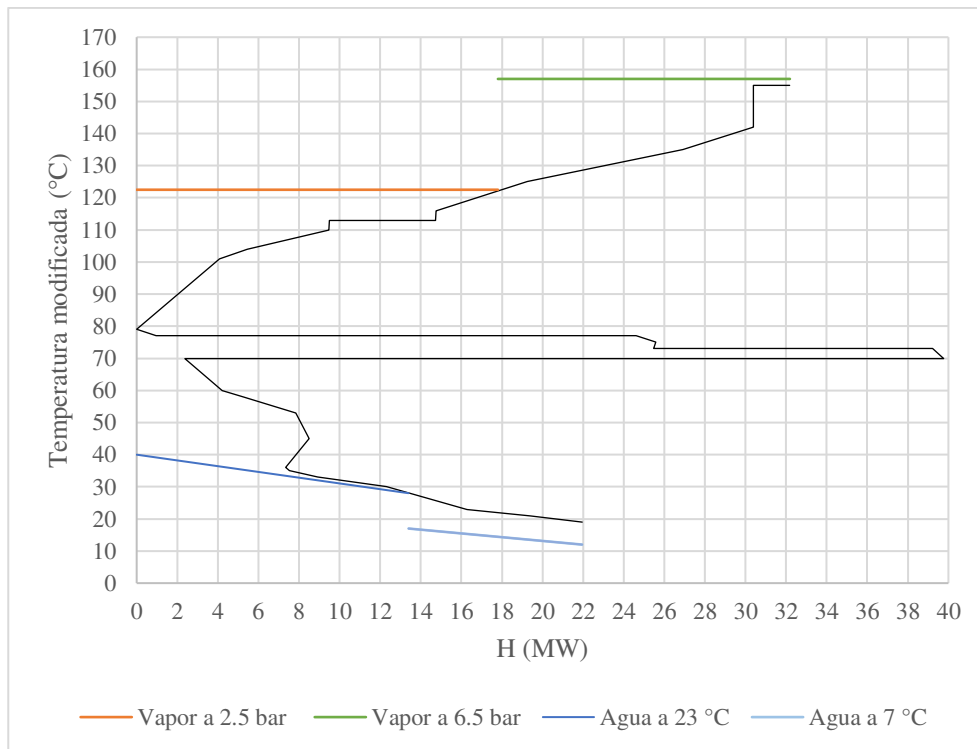


Figura 3.10: Posicionamiento de los servicios auxiliares en el proceso base.

Como resultado, las demandas térmicas totales suministradas por los servicios de calentamiento y enfriamiento distribuidos en la Figura 3.10 y por el sistema de evaporación son:

$$Q_{h\text{-total}} = Q_{\text{evaporación}} + Q_{h\text{-min}} = 36.784 + 32.19 = 68.97 \text{ MW} \quad 3.5$$

$$Q_{c\text{-total}} = Q_{c\text{-min}} = Q_{\text{torre}} + Q_{\text{aux}} = 13.4 + 8.55 = 21.95 \text{ MW} \quad 3.6$$

3.2.1.2 Cuantificación de la demanda de potencia de proceso

La potencia eléctrica requerida por el proceso es proporcionada como dato por el autor, el cual corresponde a una razón de 28 kWh por tonelada de caña procesada. De acuerdo con múltiples autores este es un valor típico en biorrefinerías convencionales de primera generación.

No obstante, Días et al. reportan un consumo extra de 4328 kW para el caso en donde se utiliza destilación doble debido al uso de compresores de vapor en la etapa de separación (Ensinas et al., 2007; Dias et al., 2009; Walter & Ensinas, 2010; Palacios-Bereche et al., 2013; Cortes-Rodríguez et al., 2018).

En consecuencia, el consumo de potencia eléctrica de proceso es estimado a partir de la siguiente expresión:

$$W_{\text{proceso}} = 28 \cdot m_{\text{caña-ton}} + 4,328 \quad 3.7$$

Dado que la biorefinería procesa 493 toneladas de caña por hora, el consumo eléctrico total es de aproximadamente 18,132 kW o 18.132 MW, este valor considera el uso de motores de alta eficiencia en el proceso de extracción del jugo (Deshmukh et al., 2013).

Cabe destacar que este valor asume un consumo constante durante todo el período de operación del proceso y será tomado como el valor energético promedio durante un año de operación continua; el cual consiste aproximadamente de 4464 horas de operación continua por año. De acuerdo con Alves et al. (2015) este es el período típico de operación de una biorefinería de primera generación y corresponde al de cosecha de caña de azúcar en Brasil.

Capítulo 4: Análisis técnico

En este capítulo se presentan los esquemas a desarrollar, los modelos termodinámicos utilizados y las consideraciones técnicas empleadas para el desarrollo de los esquemas.

4.1 Potencial del bagazo como fuente de energía

4.1.1 Propiedades combustibles del bagazo

Durante la producción de azúcar o de bioetanol se obtienen gran cantidad de subproductos que por medio de procesos secundarios dan como resultado diferentes tipos de sustancias de alto valor agregado (Figura 3.4); sin embargo, para fines energéticos destaca el bagazo de caña.

El bagazo es un subproducto fibroso generado durante la etapa de extracción del jugo de caña y es considerado de alto valor en el sector energético puesto que se ha empleado como sustituto de los combustibles fósiles para la producción de energía eléctrica y vapor, así mismo, ha sido utilizado en la producción de químicos de alto valor agregado, como el furfural y combustibles como el bioetanol de segunda generación.

El bagazo es un material compuesto principalmente por fibra (sólidos insolubles), agua y pequeñas cantidades de Brix (azúcar y sustancias solubles); Mann (2016) describe que la fibra del bagazo está conformada por celulosa (45-55%), hemicelulosa (20-30%) y lignina (15-26%). Típicamente la caña de azúcar contiene un 14% en peso de fibra y es frecuentemente asociado como la cantidad de bagazo seco contenido dentro de la caña (Dias, Cunha, et al., 2011), (Alves et al., 2015). En ese contexto, Rein (2007) menciona que la fibra de la caña de azúcar está constituida principalmente por celulosa (40-58%), hemicelulosa (24-32%), lignina (13-22%) y pequeñas porciones de inorgánicos o cenizas (1-4%). Sin embargo, por lo regular el bagazo a la salida de proceso contiene un 50% de humedad y hasta 1 o 2 por ciento de Brix.

Para este trabajo consideraremos únicamente la presencia de humedad y cenizas en el bagazo ya que típicamente son los principales factores que afectan el rendimiento durante la combustión de bagazo (Hugot, 1987; Rein, 2007).

Desde un punto de vista energético, es conveniente expresar la composición la biomasa que será utilizada como combustible en su forma elemental en conjunto con la cantidad de humedad y compuestos inorgánicos presentes dentro de esta. Este tipo de representación de la biomasa es conocido como análisis último (Basu, 2010):

$$\mathbf{C + H + O + N + S + Cenizas + Humedad = 100\%} \quad 4.1$$

Donde: C, H, O, N, S son los porcentajes en peso de carbono, hidrógeno, oxígeno, nitrógeno y azufre de la biomasa. Cabe mencionar que la humedad (o cantidad de agua) contenida en la biomasa es expresada de manera separada, por lo que el oxígeno e hidrógeno representado en el análisis último corresponden al de la parte orgánica de la biomasa.

Es posible expresar el análisis último del bagazo en diferentes bases dependiendo de la situación. Cuando la biomasa es descrita en su análisis último tal y como sale de proceso es definida como base húmeda (si este posee humedad), base inicial o “como se recibe” (traducido de *as-received*).

En ese contexto, es posible derivar la composición del bagazo sin tomar en cuenta la cantidad de agua, también conocido como base seca (DB), a partir de la Ecuación 4.5.

$$X_{DB} = \frac{X}{(100 - \text{Humedad})} \cdot 100 \quad 4.2$$

Así mismo, es frecuente que se elimine la presencia de cenizas en la biomasa. En consecuencia, la biomasa se encuentra expresada en una base seca y libre de cenizas (DAF) y se obtiene a partir de la Ecuación 4.3

$$X_{DAF} = \frac{X}{(100 - \text{Humedad} - \text{Cenizas})} \cdot 100 \quad 4.3$$

En ambos casos X representa el porcentaje del elemento contenido en la biomasa.

En la Tabla 4.1 se presenta el análisis último del bagazo húmedo, en base seca y base seca libre de cenizas obtenido de la biografía (Cavalcanti et al., 2020; Singh, 2019).

Tabla 4.1: Análisis último del bagazo en base húmeda (como se recibe), base seca y base seca sin cenizas (Cavalcanti et al., 2020; Singh, 2019).

	Unidades	Base húmeda	Base seca	Base seca y sin cenizas
C	%	24.32	48.64	49.86
H	%	2.935	5.87	6.02
O	%	21.425	42.85	43.92
S	%	0.02	0.04	0.04
N	%	0.08	0.16	0.16
Humedad	%	50	-	-
Cenizas	%	1.22	2.44	-

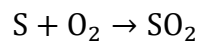
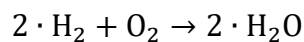
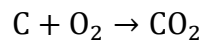
El análisis último es resulta bastante útil en cálculos de combustión de biomasa, ya que permite determinar la cantidad de aire mínimo necesario para la combustión completa u aire estequiométrico, así mismo, permite determinar la composición de los gases de combustión de la chimenea (Basu, 2010; Hugot, 1987; Rein, 2007).

El aire teórico de combustión por kilogramo de combustible (biomasa) puede ser estimado a partir de la siguiente expresión (Basu, 2010):

$$\text{Aire}_{\text{esteq}} = \left(\frac{1}{0.233 \cdot 100} \right) \left[\frac{32}{12} \cdot C + 8 \cdot H + S - O \right] \quad 4.4$$

Donde: C, H, O y S son los porcentajes de carbono, hidrógeno, oxígeno y azufre contenidos en la biomasa provenientes del análisis último.

El aire estequiométrico también es definido como la razón aire/combustible estequiométrico. Cabe mencionar que la Ecuación 4.4 considera el cálculo de aire seco por unidad de biomasa y está basada en las siguientes reacciones de combustión:



Otro aspecto importante en la combustión es el poder calorífico y se divide en dos tipos: poder calorífico superior (también conocido como poder calorífico bruto, HHV) e inferior (también conocido como poder calorífico neto, LHV). En el primer tipo, se considera que el agua resultante del proceso de combustión es condensada, mientras que el poder calorífico inferior considera que el agua a la salida del proceso se mantiene en forma de vapor (Moran et al., 2014).

Típicamente el poder calorífico inferior del bagazo seco ronda entre los 17,000 a 20,000 kJ/kg, sin embargo, un valor estándar sería aproximadamente de 17,500 kJ/kg (Deshmukh et al., 2013; Rodrigues et al., 2007). Para el caso del bagazo húmedo, el poder calorífico inferior disminuye debido a que parte del calor liberado lo absorbe el agua de la biomasa, un valor típico es de aproximadamente 7500 kJ/kg (Dias et al., 2009; Walter & Ensinas, 2010).

El poder calorífico inferior del bagazo puede ser estimado a partir de correlaciones empíricas, una ellas fue deducida por Wienese (Rein, 2007) donde describe el poder calorífico inferior en función del porcentaje de humedad, cenizas y brix contenido en el bagazo (Ecuación 4.5).

$$\text{LHV}_{\text{bagazo}} [\text{kJ/kg}] = 18260 - 207.01 \cdot W - 182.60 \cdot A - 31.14 \cdot B \quad 4.5$$

Donde: W es el porcentaje de humedad, A es el porcentaje de cenizas y B el brix del bagazo.

A pesar de que la correlación de la Ecuación 4.4 está basada en el análisis físico del bagazo en donde se considera el contenido de fibra, humedad, cenizas y Brix es posible determinar el poder calorífico usando el análisis último, ya que por lo regular el contenido de humedad y de cenizas entre el análisis físico y último son similares, en ese sentido, Rein (2007) determinó el poder calorífico del bagazo húmedo a partir de la Ecuación 4.5 considerando el análisis último sin tomar en cuenta la cantidad de brix contenida en el bagazo, dando un poder calorífico de aproximadamente 7130 kJ/kg para un bagazo con 52% de humedad.

En la Tabla 4.2 se muestran el poder calorífico inferior del bagazo en base húmeda y base seca obtenido de la biografía en comparación con el determinado por la Ecuación 4.5 considerando únicamente la presencia de humedad y cenizas en el bagazo con respecto al análisis último (Tabla 4.1).

Tabla 4.2: Poder calorífico inferior del bagazo húmedo y seco.

	Literatura	Correlación	Unidades	Referencia
Base húmeda	7565	7686	kJ/kg	(Dias, Cunha, et al., 2011)
Base seca	17,500	17814	kJ/kg	(Deshmukh et al., 2013)

Las diferencias del poder calorífico del bagazo seco y húmedo con respecto al valor en la literatura son del 1.80% y 1.79%, respectivamente.

El relativamente alto poder calorífico del bagazo y su baja cantidad de cenizas lo hace un candidato idóneo para los procesos termoquímicos de biomasa con el propósito de obtener combustibles y sustancias de alto valor agregado, como la pirólisis y gasificación (Anukam et al., 2016; Deshmukh et al., 2013; Santos et al., 2020).

4.1.2 Estimación en la producción de bagazo

De acuerdo con Santos et al. (2020) la producción típica de bagazo en los molinos resulta en un rendimiento de 250 kg de bagazo por tonelada de caña procesada Sin embargo, múltiples autores (Alves et al., 2015; Dias, Cunha, et al., 2011; Khatiwada et al., 2016) señalan una producción de 280 kg de bagazo por tonelada de caña procesada en biorefinerías e ingenios azucareros.

La Ecuación 4.6 derivada de los trabajos de Mann (2016) presenta una forma bastante práctica en la estimación de la cantidad de bagazo en función de su humedad en conjunto con el porcentaje de fibra y el flujo másico de la caña procesada. Una Ecuación similar es presentada por Dias et al. (Dias, Modesto, et al., 2011).

$$m_{\text{bagazo}} = \frac{F}{(100 - X_m)} \cdot m_{\text{caña}} \quad 4.6$$

Donde: F es el porcentaje en peso de la fibra en la caña, X_m el porcentaje de humedad del bagazo y $m_{\text{caña}}$ es el flujo másico de la caña procesada.

El uso de la Ecuación 4.6 considerando un 14% de fibra en la caña coincide con las estimaciones de 280 kg de bagazo húmedo (50%) por tonelada de caña procesada (Alves et al., 2015) y 140 kg de bagazo seco por tonelada de caña procesada (Dias, Cunha, et al., 2011; Walter & Ensinas, 2010). Así mismo, la Ecuación 4.6 resulta bastante útil en procesos de secado puesto que la cantidad de agua removida por el secado es estimada por la diferencia entre el bagazo húmedo a la entrada y el seco a la salida.

4.1.3 Uso del bagazo en sistemas de cogeneración

Históricamente, el bagazo ha sido utilizado como combustible para proveer de vapor a proceso por medio de su quema directa. Sin embargo, se quemaba de manera ineficiente con el propósito de evitar su acumulación en los ingenios azucareros y en las primeras biorrefinerías. Estos quemadores se fueron modernizando a tal punto a tal punto de que las condiciones de vapor eran suficientes (22 bares de presión y 250-300°C) para usarse en la generación de potencia y electricidad para suministro a proceso a partir de sistemas de cogeneración por turbinas de vapor basados en ciclos Rankine (Alves et al., 2015). Como resultado, los ingenios azucareros y las primeras biorrefinerías alcanzaron la independencia energética.

En la actualidad, estos sistemas de cogeneración producen vapor con presiones por encima de los 60 bares y poseen la capacidad suficiente para exportar energía eléctrica (también denominada bioelectricidad) para su venta al sistema de distribución energético nacional (SIN) (Khatiwada et al., 2016). No obstante, para alcanzar el estado de sobreproducción eléctrica es pertinente utilizar equipos de grandes dimensiones fabricados con materiales especiales, lo cual refleja un alto costo por inversión (Deshmukh et al., 2013).

Acorde con Santos et al. (2020) en el año 2017 la capacidad de sobreproducción eléctrica de las plantas de cogeneración ubicadas en Sao Paulo alcanzó la cifra de 11,086 MW y se espera que esta aumente con la mejora del sistema de cableado y la actualización tecnológica de los sistemas de cogeneración ya en operación. Así mismo, se estima que una tonelada de bagazo es capaz de generar hasta 300 kWh de electricidad a través de sistemas de cogeneración basados en turbina de vapor (Santos et al., 2020).

En adición, se ha evaluado la posibilidad de utilizar sistemas de ciclo combinado por gasificación de biomasa (BIGCC, por sus siglas en inglés) para alcanzar un mayor nivel de sobreproducción eléctrica en las plantas de bioetanol. A pesar de que aún existen limitaciones técnicas/económicas que impiden su total aplicación en las plantas actuales, múltiples estudios han señalado a los sistemas de ciclo combinado por gasificación como la tecnología con mayor potencial a futuro en la producción de bioelectricidad en biorefinerías e ingenios azucareros (Copa Rey et al., 2021; Llerena Pizarro et al., 2015; Michailos et al., 2017; Modesto et al., 2016; Pedroso et al., 2017).

Cabe mencionar, que los nuevos sistemas de fermentación utilizados en la producción de bioetanol presentan corrientes por debajo de los 28 °C que deben ser enfriadas, y es difícil para las torres de enfriamiento remover todo el calor ya que típicamente la caña de azúcar es cosechada en zonas con climas subtropicales.

En ese contexto, Días et al. (2009) propuso el uso de sistemas de enfriamiento por absorción los cuales utilizan calor de corrientes integradas térmicamente en redes de recuperación de calor para proveer de agua fría; en otra alternativa Días et al. (2011) consideró el uso de purgas de vapor del sistema de evaporación para producir dicho enfriamiento.

Es pertinente remarcar que a pesar de que este último caso sea denominado como un sistema de cogeneración, es en esencia uno de trigeneración, puesto que a partir de una sola fuente de energía (en este caso, el bagazo) se produce vapor, potencia y enfriamiento para su uso en sitio.

4.2 Esquemas propuestos para el caso de estudio

4.2.1 Razón calor/potencia como parámetro en la toma de decisiones

Un criterio bastante útil en la selección del tipo de máquina térmica correcta para el proceso es la razón calor/potencia (R_{power}), dicho parámetro es definido como la cantidad de calor o energía térmica requerida (Q_{total}) por el proceso con respecto a la cantidad de potencia neta o promedio (W_{total}) requerida por el mismo (Ecuación 4.7).

$$R_{\text{power}} = \frac{Q_{\text{total}}}{W_{\text{total}}} \quad 4.7$$

En ese contexto, en la Figura 4.1 se presentan algunos criterios en la selección de la máquina térmica correcta (prime mover) así como del sistema de enfriamiento para el caso de que el proceso necesite un suministro de agua helada o en condiciones muy por debajo de la temperatura ambiente (Picón-Núñez & Medina-Flores, 2013; Puig-Arnabat et al., 2014).

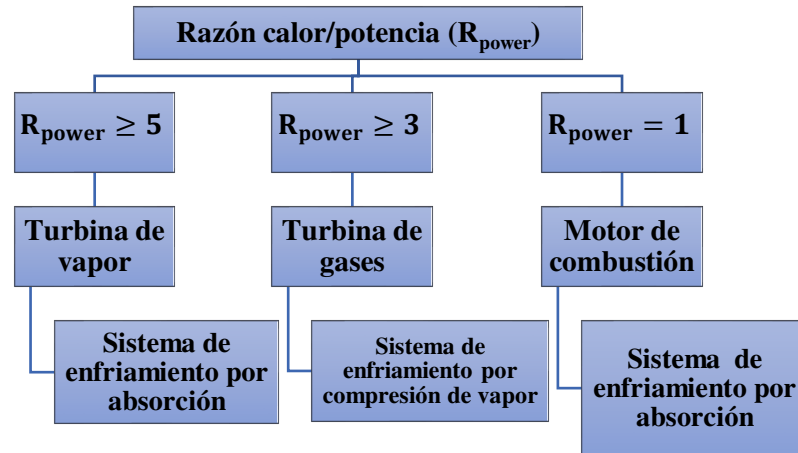


Figura 4.1: Criterios para la selección de la máquina térmica (prime mover) con respecto a la razón calor/potencia.

Cabe destacar que la selección de un sistema u otro dependerá también de disponibilidad energética a utilizar, ya que por lo regular los sistemas de enfriamiento por absorción son utilizados cuando la disponibilidad de energía térmica es superior a comparación de la potencia eléctrica; en el caso de que ocurriera lo contrario, es recomendable utilizar un sistema por compresión de vapor.

Para el caso de estudio:

$$R_{\text{power}} = \frac{Q_{\text{total}}}{W_{\text{total}}} = \frac{68.97}{18.13} = 3.80 \quad 4.8$$

En consecuencia, una turbina de gases sería la máquina térmica adecuada para el sistema. No obstante, la selección del sistema dependerá de su viabilidad técnica y económica.

En este caso consideraremos el uso del bagazo como la única fuente de energía puesto que la mayoría de los ingenios azucareros y biorefinerías se encuentran en zonas rurales donde es baja la disponibilidad de combustibles convencionales como el gas natural, aunado de los elevados precios de este en Brasil y también para mantener la independencia energética del proceso.

En ese contexto, los esquemas de trigeneración propuestos para este trabajo se dividirán en dos vías, haciendo énfasis en la Figura 4.1:

1. Combustión directa del bagazo húmedo: uso de turbinas de vapor (ciclo Rankine) y sistema de enfriamiento por absorción (LiBr-H₂O).
2. Gasificación del bagazo: uso de turbinas de gases calientes en ciclo combinado y sistemas enfriamiento por compresión de vapor (amoníaco).

No se consideró la opción de motores de combustión interna ya que por lo regular estos equipos encuentran mayor viabilidad en sistemas de escalas más reducidas, como uso residenciales o comerciales; para fines industriales es recomendable utilizar sistemas basados en turbinas de vapor o turbinas de gases (Sonar, 2021).

Sin embargo, son escasos los trabajos que escalen estos sistemas a trigeneración en biorefinerías de primera generación a pesar de que los procesos más recientes utilicen servicios de vapor, electricidad y enfriamiento auxiliar simultáneamente (Dias et al., 2009).

Para este trabajo serán diseñados los esquemas con base en las siguientes consideraciones en general:

1. Operación en estado estable.
2. No se considerarán pérdidas térmicas en las tuberías.
3. Los equipos podrán ser escalables de acuerdo con las necesidades de proceso.
4. La demandas de servicios por vapor, electricidad y agua helada son constantes en todo el período de operación de la planta, en consecuencia, la razón calor/potencia se mantiene constante.
5. Las condiciones atmosféricas (25°C, 1 atm) se mantendrán constantes durante todo el período de operación de la planta.

En la siguiente sección se describirán de manera general los esquemas propuestos, seguido del análisis termodinámico y las ecuaciones utilizadas de cada equipo involucrado en el proceso junto con algunas consideraciones básicas de diseño.

4.2.2 Esquema por combustión directa y turbina de vapor (Ciclo Rankine)

Los sistemas de cogeneración basados en la quema directa del bagazo y el uso de turbinas de vapor han sido utilizados desde hace ya bastante tiempo en plantas procesadoras de caña, ya sea para producir azúcar, bioetanol u ambos, por lo que la tecnología de este rubro es lo suficientemente madura para escalar y adaptarse a las necesidades de proceso.

Sin embargo, la mayoría de las plantas de cogeneración por bagazo ya instaladas operan con vapor a 22 bares y 300 °C y emplean turbinas de contrapresión (*Back Pressure* o BPT por sus siglas en inglés) solo para solventar las demandas de vapor y de electricidad a proceso (Alves et al., 2015).

Actualmente, los equipos disponibles para generación de vapor por bagazo disponen de vapor con presiones por encima de los 40 bares de presión y 400 °C de temperatura, no obstante, algunos investigadores reportan la existencia de equipos de hasta 100 bares de presión y 530 °C basados en datos de equipos comercialmente disponibles (Alves et al., 2015; Cortes-Rodríguez et al., 2018; Palacios-Bereche et al., 2015).

Así mismo, se ha implementado el uso de turbinas que expanden el vapor a condiciones subatmosféricas en donde el vapor a la descarga de la turbina se condensa. Este tipo de turbinas son conocidas como turbinas con condensación (*Condensing Turbines* o CT por sus siglas en inglés) y son utilizadas principalmente con el propósito de producir electricidad para su venta o uso en sitio (Boyce, 2010).

Bajo ese contexto, para este trabajo consideraremos el uso de dos vías de trigeneración por turbina de vapor. La primera estará conformada únicamente por una turbina de contrapresión con extracciones laterales para solventar la demanda térmica y eléctrica de proceso; la segunda vía estará conformada por la operación en paralelo de una turbina de contrapresión para solventar la demanda térmica de proceso y una turbina con condensador para producir únicamente electricidad.

En ambas vías se utilizará vapor a 83.8 bares de presión y 520 °C como fluido de trabajo, así mismo, la disponibilidad del bagazo será solo del 95% del producido en los molinos ya que parte de este será resguardado si ocurriera un paro de planta y para arranque de operaciones al iniciar la temporada de cosecha.

Dado que la demanda de vapor de proceso es reducida (con respecto al proceso tradicional o convencional) como resultado de la integración térmica de corrientes y la destilación doble, en el primer caso se propone que el remanente de bagazo no quemado será exportado para otros usos, ya sea para la producción de bioetanol de segunda generación, materiales o químicos de alto valor agregado; sin embargo, existe la posibilidad de obtener un excedente eléctrico menor para exportación. En el segundo caso se utilizará todo el bagazo disponible para cubrir la demanda energética de proceso y generar un excedente eléctrico para su exportación.

En las Figura 4.2 y Figura 4.3 se presentan los diagramas de flujo de las alternativas (o vías) propuestas para sistemas basados en turbina de vapor. Así mismo, la distribución de los servicios de vapor, electricidad y agua helada de ambas alternativas se presenta en la Figura 4.4.

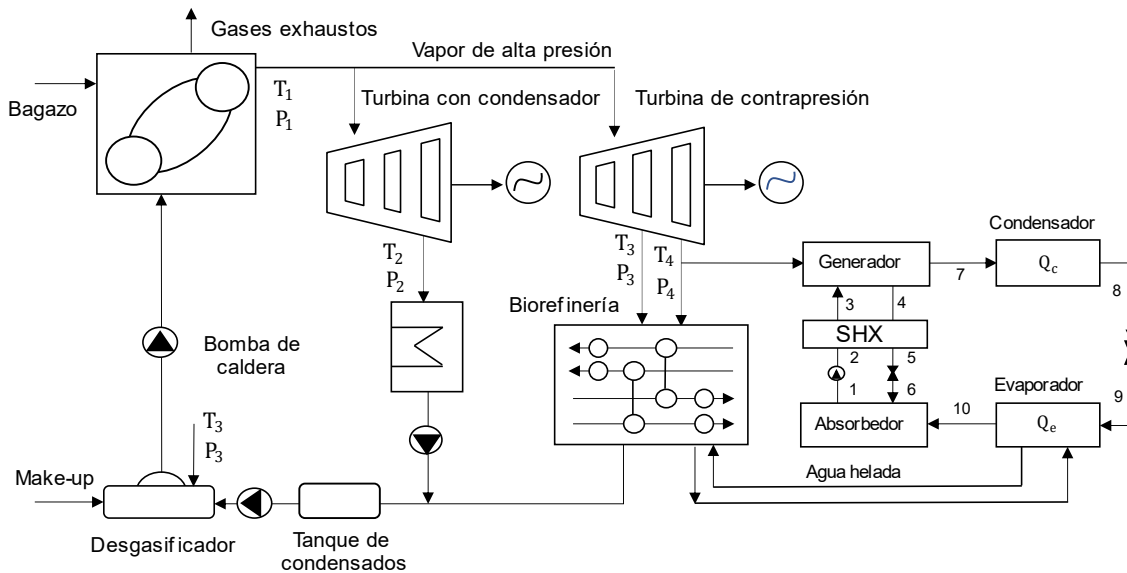


Figura 4.2: Esquema de trigeneración por turbina de vapor (Ciclo Rankine): Turbina con condensador + turbina de contrapresión.

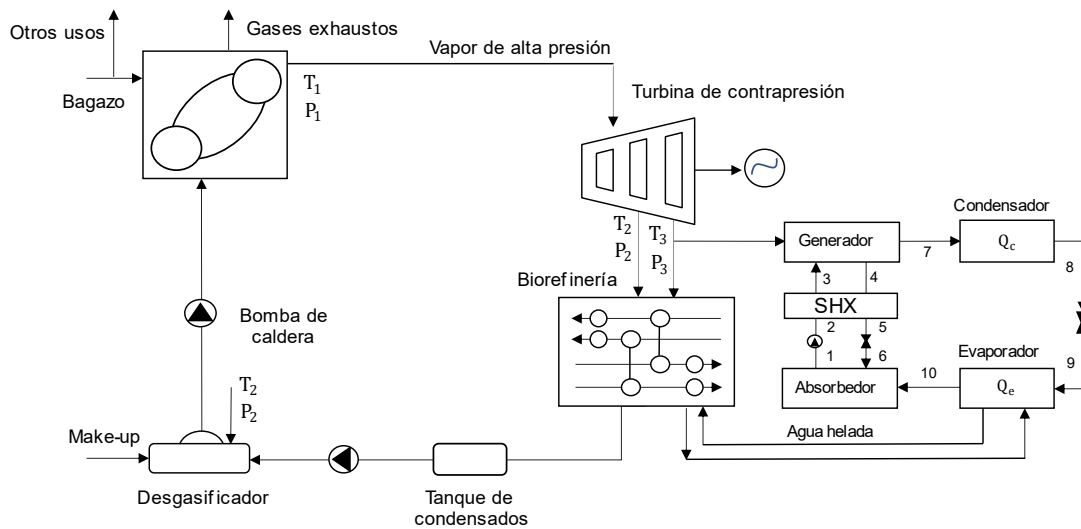


Figura 4.3: Esquema de trigeneración por turbina de vapor (Ciclo Rankine): Turbina de contrapresión.

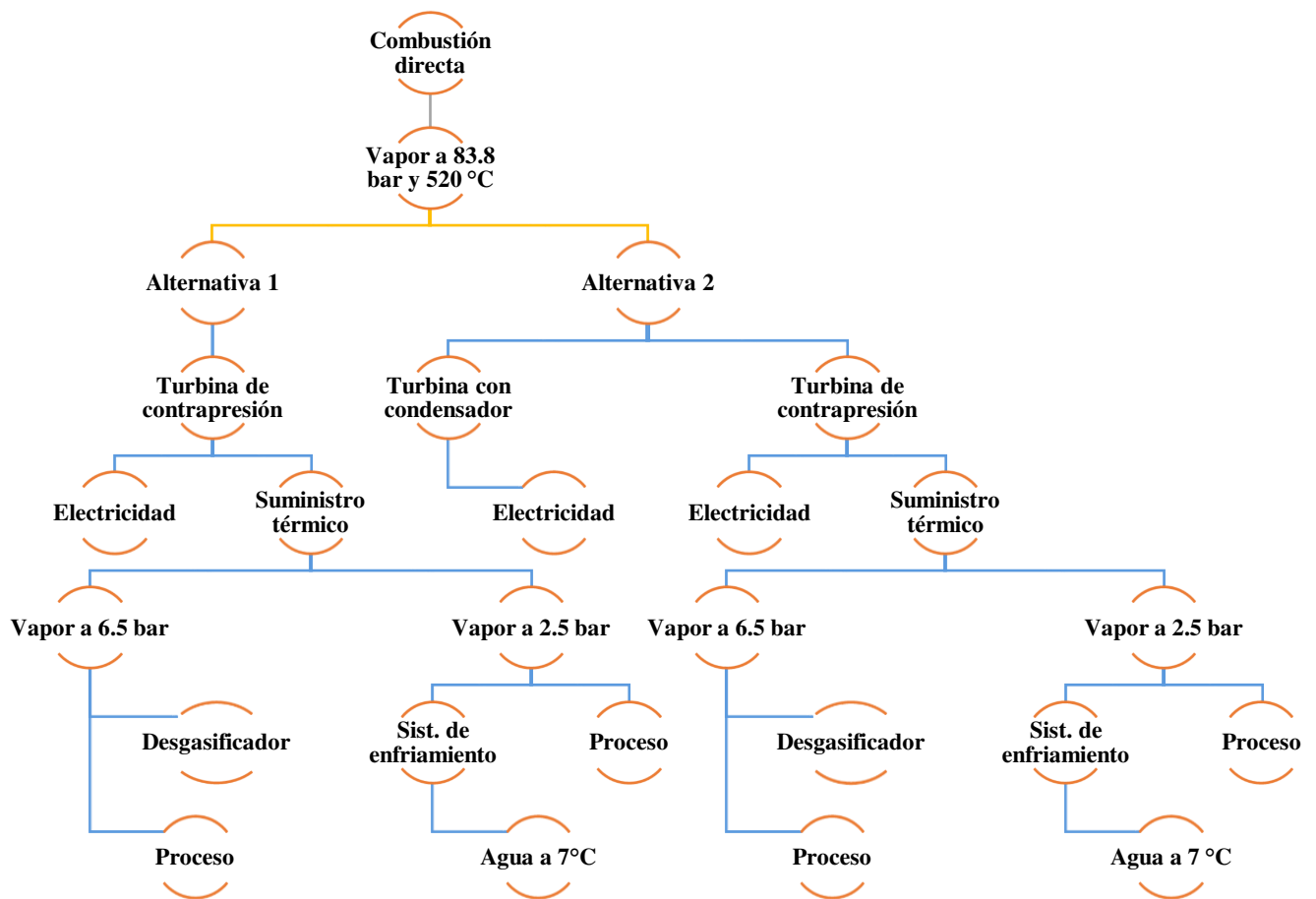


Figura 4.4: Distribución de servicios en cada alternativa propuesta en el esquema por combustión directa y turbina de vapor.

4.2.3 Esquema por gasificación y ciclo combinado (BIGCC)

Los sistemas por gasificación y ciclo combinado (BIGCC, por sus siglas en inglés) han sido estudiados desde hace aproximadamente 30 años sobre las biorefinerías e ingenios azucareros con el propósito de brindar una alternativa más eficiente en términos energéticos y ambientales de los sistemas de cogeneración por combustión directa (Consonni & Larson, 1994; Copa Rey et al., 2021; Deshmukh et al., 2013; Larson & Williams, 1990; Llerena Pizarro et al., 2015; Pedroso et al., 2017; Rodrigues et al., 2007).

A diferencia de la combustión directa, la gasificación del bagazo produce gas de síntesis y tras haber sido limpiado o “tratado” este puede ser utilizado en la generación de energía por combustión o bien, almacenado para producir químicos de alto valor agregado (Santos et al., 2020). Típicamente son utilizados gasificadores atmosféricos, sin embargo, en escalas industriales es preferible emplear gasificadores presurizados, puesto que requieren equipos de menor tamaño, aunque los costos por operación pueden ser considerablemente mayores con respecto a los equipos atmosféricos (Deshmukh et al., 2013; Worley & Yale, 2012).

Para este trabajo se propone el uso de gasificación a una presión relativamente alta (10 bar) utilizando únicamente aire como agente gasificador y así obtener gas de síntesis (también conocido como gas sintético) que tras haber sido purificado es suministrado a una turbina de gases calientes para generar potencia eléctrica, en ese contexto, múltiples fabricantes han modificado sus turbinas de gases para hacerlas flexibles en una amplia variedad de gases combustibles, en donde se incluye el gas de síntesis (Copa Rey et al., 2021). Sin embargo, es necesario el ajuste de las turbinas en un proceso de *retrofit* (E. B. Silva et al., 2012).

Los gases calientes a la salida de la turbina son utilizados para generar vapor por medio de un generador de vapor (HRSG, por sus siglas en inglés). Así mismo, los gases a la salida del generador son utilizados para reducir la humedad del bagazo proveniente de los molinos hasta un 15% como requisito del sistema de gasificación (Pedroso et al., 2017).

El vapor generado es después expandido por una turbina de contrapresión para generar potencia extra y el vapor exhausto a la salida de la turbina es utilizado como suministro térmico a proceso.

El enfriamiento auxiliar es generado por medio de un sistema de enfriamiento por compresión de vapor (amoniaco) con base en la clasificación de la Figura 4.1. En la Figura 4.5 y Figura 4.6 se presentan los diagramas de flujo simplificado propuesto y de distribución de servicios para el esquema de trigeneración por gasificación y ciclo combinado.

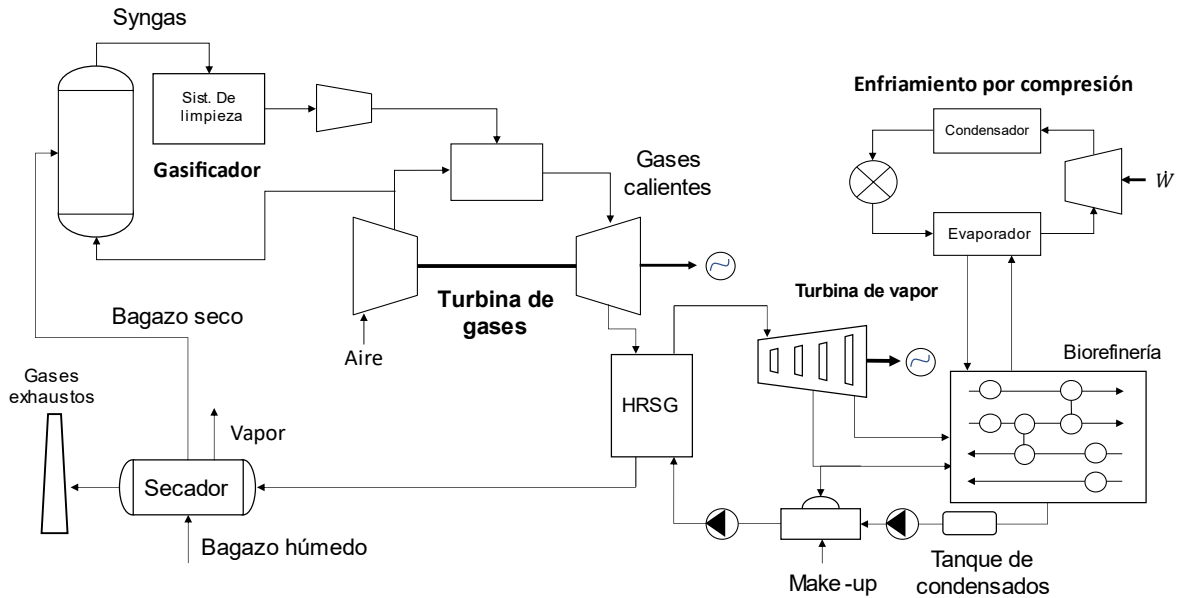


Figura 4.5: Esquema por gasificación y ciclo combinado.

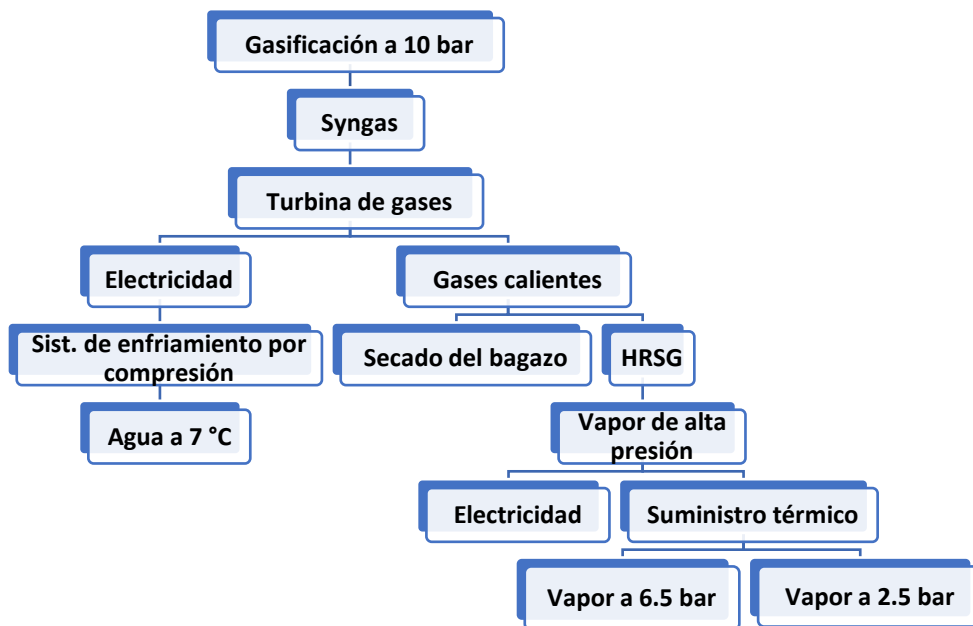


Figura 4.6: Distribución de servicios del sistema por gasificación y ciclo combinado.

4.3 Modelos termodinámicos

Los modelos termodinámicos utilizados para este trabajo están compuestos por ecuaciones de diseño de los equipos en conjunto con balances de materia y energía en estado estacionario, sin tomar en cuenta los cambios por energía cinética y potencial en el proceso (Moran et al., 2014):

$$\sum_i m_i = \sum_o m_o \quad 4.9$$

$$Q - W + \sum_i m_i \cdot h_i - \sum_o m_o \cdot h_o = 0 \quad 4.10$$

Así mismo, se incluyen algunos criterios básicos y comentarios respecto al empleo de los modelos, especialmente para el diseño del quemador de bagazo, el gasificador y la turbina de gas donde se utilizan ecuaciones características (o propias) del equipo o proceso.

Las ecuaciones fueron desarrolladas y resueltas mediante el software *Engineering Equation Solver (EES)* dada su flexibilidad, a su algoritmo que permite resolver hasta 5000 ecuaciones no lineales y la amplia base de datos termodinámicos que posee.

4.3.1 Esquema por combustión directa y turbina de vapor

4.3.1.1 Modelo del quemador de bagazo

Las ecuaciones utilizadas para el diseño del quemador del bagazo fueron obtenidas de Hugot (1987) las cuales han sido ampliamente utilizadas en múltiples estudios para estimar el comportamiento de quemadores de bagazo de una forma práctica (Mohamed Abdalla et al., 2018; Mtunzi et al., 2012; Munir et al., 2004). Estas ecuaciones fueron desarrolladas considerando una composición promedio del bagazo seco de 47% de carbono, 6.5% de hidrógeno, 44% de oxígeno y 2.5% de cenizas (contenido inorgánico) siendo esta un composición no muy diferente de la presentada en la Tabla 4.1.

En ese sentido, Hugot presenta una Ecuación para determinar el poder calorífico del bagazo en función de la humedad y contenido de Brix del bagazo.

$$\text{LHV}_{\text{Bagazo}}[\text{kJ/kg}] = [17782 - 20292 \cdot w - 5020 \cdot s] \quad 4.11$$

Donde: w es el contenido de humedad por kg de bagazo y s es el contenido de azúcar (Brix) contenido en el bagazo.

A diferencia de la Ecuación 4.5, esta ecuación está calculada utilizando como referencia 0°C. Sin embargo, el valor numérico que arrojan ambas ecuaciones es bastante cercano, tomando en cuenta únicamente la presencia de la humedad y cenizas del bagazo (Tabla 4.1).

Tabla 4.3: Poder calorífico del bagazo húmedo y seco con ambas correlaciones.

	Ecuación 4.5	Ecuación 4.11	Unidades
Base húmeda	7686	7636	kJ/kg
Base seca	17814	17782	kJ/kg

La variación del poder calorífico del bagazo obtenido por la Ecuación 4.11 con respecto a la Ecuación 4.4 es de aproximadamente 0.65% para el caso del bagazo húmedo y del 0.18% para el caso del bagazo seco.

Durante el proceso de combustión del bagazo ocurren pérdidas que disminuyen la cantidad de energía suministrada al agua para producir vapor, en donde destaca principalmente las pérdidas de calor por gases exhaustos a la salida de la caldera:

$$q \text{ [kJ/kg}_{\text{bagazo}}] = 4.184 \cdot [(1 - w) \cdot (1.4 \cdot m - 0.13) + 0.5] \cdot t \quad 4.12$$

Donde: q es la cantidad de energía no aprovechada de los gases de combustión por kg de bagazo, w es la cantidad de humedad contenida en el bagazo por kg de bagazo, m es la razón de aire real suministrado con respecto al aire teórico para combustión del bagazo y t es la temperatura de los gases a la salida de la caldera de bagazo en °C.

La Ecuación 4.12 fue desarrollada a partir de un balance energético donde se involucran los flujos másicos de los gases de combustión a la salida del quemador (Ecuaciones 4.13-4.16) tomando en cuenta únicamente la presencia de dióxido de carbono, agua, nitrógeno y oxígeno en exceso (sin reaccionar) con base en 1 kg de bagazo quemado y los calores específicos de cada gas evaluados a una temperatura promedio de 100 °C, ya que por lo regular la temperatura de los gases a la salida del quemador se encuentran en el rango de 150 a 250 °C.

$$m_{N_2} = 4.43 \cdot (1 - w) \cdot m \quad 4.13$$

$$m_{O_2} = 1.33 \cdot (1 - w) \cdot (m - 1) \quad 4.14$$

$$m_{H_2O} = 0.585 \cdot (1 - w) + w \quad 4.15$$

$$m_{CO_2} = 0.47 \cdot 3.67 \cdot (1 - w) \quad 4.16$$

Por consiguiente:

$$q = q_{N_2} + q_{O_2} + q_{H_2O} + q_{CO_2} = \sum_i q_i \quad 4.17$$

$$q_i = m_i \cdot Cp_i \cdot t \quad 4.18$$

Cabe destacar que la temperatura de referencia de la Ecuación 4.12 es de 0 °C puesto que a esta temperatura fue determinado el poder calorífico del bagazo con la ecuación de Hugot, en consecuencia, todo el balance de energía (Ecuación 4.20) debe de estar a la misma temperatura de referencia.

Para este trabajo se consideró que se suministra 30% de aire en exceso al quemador ($m = 1.3$); esta cantidad de aire en exceso se tomó como referencia de Cavalcanti et al. (2020) y Singh (2019) donde se describen las características de una quemador de bagazo operativo en plantas de cogeneración por bagazo. Así mismo, Hugot presenta una ecuación basada en la composición del bagazo previo a la Ecuación 4.11 para determinar la cantidad de aire por unidad de bagazo en función de la humedad contenida dentro de éste y el aire en exceso suministrado al quemador (m):

$$m_{aire} [kg_{aire}/kg_{bagazo}] = 5.76 \cdot (1 - w) \cdot m \quad 4.19$$

Bajo ese contexto, la cantidad de aire suministrada al quemador por kg de bagazo utilizando la ecuación proporcionada por Hugot et al. (Ecuación 4.19) y el análisis último de la Tabla 4.1 es de 3.744 y 3.738, respectivamente.

Dado que las cantidades de azufre y de nitrógeno son considerablemente más pequeñas con respecto a los otros componentes presentes dentro del bagazo húmedo, es posible comparar las emisiones generadas por la combustión del bagazo húmedo con base en el análisis último del bagazo de la Tabla 4.1 y las Ecuaciones 4.13 a la 4.16. Dicha comparación se presenta en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4: Flujo de gases exhaustos por kg de bagazo húmedo quemado (30% de aire en exceso).

Emisión	Análisis último	Ecuaciones 4.13-4.16	Diferencia
CO ₂	0.893	0.863	0.03
H ₂ O	0.764	0.793	-0.029
N ₂	2.868	2.88	-0.012
O ₂	0.21	0.2	0.01
Total	4.735	4.736	-0.001

En consecuencia, es posible utilizar la Ecuación 4.12 sin gran margen de error y estimar un diseño base para el quemador de bagazo. Para una explicación más detallada en la obtención de la Ecuación 4.12 se recomienda leer a Hugot (1987).

Una vez obtenido el poder calorífico (Ecuación 4.11) y las pérdidas por gases a la salida del equipo (Ecuación 4.12), se obtiene la cantidad de calor útil por kg de bagazo quemado (M_v).

$$M_v[\text{kJ}/\text{kg}_{\text{bagazo}}] = (\text{LHV}_{\text{bagazo}} - q) \cdot \alpha \cdot \beta \cdot \gamma \quad 4.20$$

Donde: α son las pérdidas menores por sólidos no quemados, β son las pérdidas por radiación y γ son las pérdidas por combustión incompleta. Un valor razonable para estos coeficientes es de 0.975, 0.995 y 0.99, respectivamente.

La cantidad de calor transferida al agua considerando un exceso de aire del 30% ($m = 1.3$), bagazo con 50% de humedad ($w = 0.5$) y una temperatura de los gases a la salida es de 170 °C es de 6415 kJ por kg de bagazo quemado.

La cantidad de vapor generado por unidad de bagazo quemado es calculada a partir de la siguiente expresión:

$$\sigma [\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{bagazo}}] = \frac{M_v}{(h_{\text{vapor}} - h_{\text{alimentación}})} \quad 4.21$$

Donde: h_{vapor} es la entalpía del vapor a la salida del quemador y $h_{\text{alimentación}}$ es la entalpía del agua de suministro a la caldera.

La condición de vapor deseada a la salida del quemador es de 83.77 bares de presión y 520°C de temperatura, el agua en la alimentación del quemador es bombeada a 118°C y 1.2 veces la presión del vapor.

En ese sentido, la entalpía del agua en la alimentación y del vapor de salida es de 503.6 kJ/kg y 3444 kJ/kg, respectivamente. En consecuencia, la cantidad de energía requerida para producir 1 kg de vapor a 83.77 bares y 520 °C es de 2940.4 kJ.

En consecuencia, la cantidad de vapor generada por kg de bagazo quemado (σ) es de 2.182. Estos valores coinciden con los reportados por Días et al. (2013) para un quemador de bagazo comercial que produce vapor a 82 bar y 520 °C. Cabe destacar que el principal objetivo de usar una temperatura relativamente baja en los gases a la salida de la cadera (170 °C) fue para igualar el flujo de vapor por kg de bagazo quemado de los equipos comercialmente disponibles e inclusive es posible enfriar aún más lo gases dado el bajo contenido de azufre del bagazo.

En la Tabla 4.5 se presenta un resumen de los cálculos realizados para estimar el diseño del quemador de bagazo. Así mismo, se presentan algunos estimados para el caso base (493 ton/h).

Tabla 4.5: Resultados del diseño del quemador de bagazo ($m = 1.3$, $w = 0.5$, $t = 170$ °C).

Poder calorífico del bagazo húmedo (LHV)	kJ/kg _{bagazo}	7636
Energía perdida por los gases exhaustos (q)	kJ/kg _{bagazo}	956.7
Energía transferida al agua	kJ/kg _{bagazo}	6415
Vapor producido (σ)	kg _{vapor} /kg _{bagazo}	2.182
Caña procesada (Proceso base: 493 ton/h)	kg/s	136.94
Flujo de bagazo (Ecuación 4.6; 95% del total)	kg/s	36.43
Flujo de vapor generado (83.8 bar y 520 °C)	kg/s	79.48

4.3.1.2 Modelo de turbina de vapor

Una turbina de vapor es un dispositivo que produce potencia a partir de la expansión de vapor a altas presiones y temperaturas, típicamente en condiciones de sobrecalentamiento.

Dependiendo del tipo de aplicación se pueden dividir principalmente en dos tipos: turbina de contrapresión (*Back Pressure Turbine*, BPT) o turbina con condensador (*Condensing Turbine*, CT).

Las turbinas de contrapresión son comúnmente utilizadas para proveer de calentamiento a proceso puesto que el vapor exhausto está a condiciones por encima de la temperatura atmosférica. Típicamente estas turbinas poseen extracciones laterales de vapor, lo cual permite suministrar vapor a diferentes presiones según conforme a la demanda de proceso (Medina-Flores & Picón-Núñez, 2010).

Por otro lado, las turbinas con condensador expanden el vapor a presiones subatmosféricas por efecto de cambio de fase que ocurre dentro del condensador; típicamente estas turbinas son utilizadas en plantas termoeléctricas para producir elevadas cantidades de potencia eléctrica, raramente son utilizadas para proveer de suministro mecánico a proceso (Boyce, 2010).

La potencia que produce una turbina de vapor sencilla (una sola descarga u extracción) puede ser determinado mediante balances de materia y energía (Ecuaciones 4.9 y 4.10) considerando que no ocurren pérdidas térmicas alrededor del equipo:

$$W_{st} = m_{vapor} \cdot (h_1 - h_2) \quad 4.22$$

Donde: m_{vapor} es el flujo másico circulante a través de la turbina, h_1 es la entalpía específica a las condiciones del vapor a la salida de la caldera y h_2 son las condiciones del vapor exhausto a las condiciones de descarga de la turbina.

La Ecuación 4.22 puede ser aplicada en turbinas de contrapresión y con condensador. Bajo este contexto, las turbinas experimentan ciertas irreversibilidades o pérdidas durante el proceso de expansión lo cual reduce considerablemente la cantidad de trabajo útil. Estas irreversibilidades están consideradas en la eficiencia isentrópica, la cual es definida como la razón de trabajo real desempeñado por la turbina con respecto al trabajo en condiciones isentrópicas o trabajo máximo obtenible (Ecuación 4.23).

$$\eta_{turbina} = \frac{W_{ST-real}/m}{W_{ST-isentrópico}/m} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad 4.23$$

Donde: h_s es la entalpía isentrópica a condiciones de descarga de la turbina.

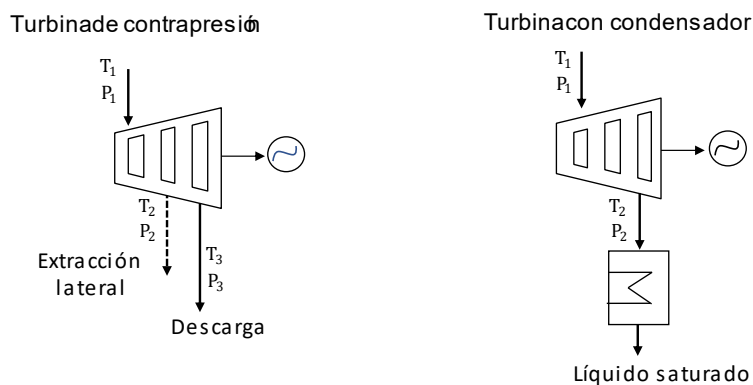


Figura 4.7: Esquema básico de turbina de contrapresión y con condensador.

En ese contexto Forsthoffer (2011) presenta una serie de curvas de eficiencia con respecto a la presión de vapor de entrada y la potencia nominal para turbinas de contrapresión o con condensador en conjunto con factores de corrección por vapor sobrecalentado y vacío. Si bien son valores genéricos, funcionan bien como referencia para estimar el comportamiento de las turbinas de vapor bajo diferentes condiciones.

La Ecuación 4.22 puede ser expandida para el caso en el que la turbina posea una extracción lateral; con referencia a la turbina de contrapresión de la Figura 4.7:

$$W_{\text{total}} = m_1 \cdot (h_1 - h_2) + m_3 \cdot (h_2 - h_3) \quad 4.24$$

$$m_1 = m_2 + m_3 \quad 4.25$$

Si se desea que la turbina tenga un número mayor de extracciones, Medina-Flores et al. (2010) presenta una ecuación genérica para determinar el trabajo total de una turbina con N extracciones laterales:

$$W_{\text{total}} = (h_1 - h_2) \sum_{k=1}^N m_k + \sum_{j=2}^N \left\{ \left[\sum_{k=j}^N m_k \right] \cdot (h_k - h_{k+1}) \right\} \quad 4.26$$

Una forma alternativa de evaluar el desempeño de una turbina de vapor es a partir del flujo teórico de vapor (*TSR, por sus siglas en inglés*) es cual es definido como la cantidad de vapor requerido en kg/h (o lb_m/h) para producir 1 kW (o 1 HP) de potencia considerando una expansión isentrópica, en unidades del SI (Forsthoffer, 2011):

$$\text{TSR} [\text{kg/kW} \cdot \text{h}] = \frac{3600}{(h_1 - h_{2s})} \quad 4.27$$

Y en unidades inglesas (Bloch & Singh, 2009):

$$\text{TSR} [\text{lb}_m/\text{HP} \cdot \text{h}] = \frac{2547}{(h_1 - h_{2s})} \quad 4.28$$

Si se consideran las pérdidas internas de la turbina se divide el TSR entre la eficiencia de la turbina (η_{turbina}). Una vez hecho esto, se obtiene el flujo actual (o real) de la turbina, denominado *Actual Steam Rate* o ASR.

En consecuencia, es posible determinar el flujo de vapor requerido con base en la potencia de salida deseada y el ASR:

$$m_{\text{vapor}}[\text{kg/h o lb}_m/\text{h}] = \frac{\text{TSR}}{\eta_{\text{isentrópica}}} \cdot W_{\text{ST}} \quad 4.29$$

El método de TSR es frecuentemente utilizado para estimar el desempeño de las turbinas de una forma práctica a partir de tablas de vapor o diagramas de Mollier (Bloch & Singh, 2009). Típicamente los diseñadores de turbinas utilizan este criterio para cuantificar la demanda de vapor de proceso.

Cabe destacar que el flujo de vapor (m_{vapor}) de la turbina para las ecuaciones 4.22 a 4.29 depende principalmente de la demanda de proceso ponderada partir de la Ecuación 3.1.

No obstante, también debe tomarse en cuenta el flujo de vapor para el desgasificador y para suministro al generador en el sistema de enfriamiento por absorción. Dependiendo de la presión de vapor utilizada se adicionará en la extracción o descarga de turbina en la Ecuación 4.24.

Así mismo, las ecuaciones 4.22, 4.24 y 4.26 describen el trabajo bruto realizado por la turbina; para que este sea transformado en energía eléctrica es necesario el uso de un generador eléctrico y por lo regular existen pérdidas mecánicas y al transformar la energía mecánica en energía eléctrica (Çengel & Boles, 2015).

Por lo cual se multiplica el trabajo de eje (o bruto) a la salida de la turbina por la eficiencia mecánica y de generador a la salida de la turbina para obtener la potencia eléctrica generada por la misma:

$$W_{\text{eléctrica}} = W_{\text{ST}} \cdot \eta_{\text{mecánica}} \cdot \eta_{\text{generador}} \quad 4.30$$

En el caso del método por TSR típicamente es al revés, es decir, la potencia objetivo ya debe incluir las pérdidas mecánicas y de generador por lo que se debe dividir la potencia entre estas eficiencias para obtener el flujo másico de vapor requerido. Sin embargo, en el caso de que se tenga como dato el flujo másico de vapor de la turbina se debe utilizar la Ecuación 4.30.

Para este trabajo consideraremos una eficiencia mecánica y de generador de 99.5 y 98.5 por ciento, dando como resultado una eficiencia combinada del 98%, el cual es un valor comercialmente disponible (Dias et al., 2013).

Para los esquemas por combustión directa y gasificación se consideró el uso de una turbina de contrapresión con una extracción lateral a 6.5 bar y descarga a 2.5 bar para suministro a proceso. En el caso de la turbina con condensador para el esquema por combustión directa se consideró una turbina con una presión de descarga de 0.14 bar con referencia al sistema reportado por Cavalcanti et al. (2020) para un sistema de cogeneración operativo en un ingenio azucarero.

4.3.1.3 Modelo del condensador de turbina

El balance de energía del condensador se presenta en la Ecuación 4.31 y con ella se puede determinar la cantidad de agua necesaria para remover el calor del vapor hasta las condiciones de salida deseadas. En este caso, se consideró que el vapor a la entrada del condensador se lleva a condiciones de subenfriamiento a 2 °C por debajo de la temperatura de saturación de éste.

$$Q_{\text{cond}} = m_{\text{vapor}} \cdot (h_{\text{vapor}} - h_{\text{liq.sat}}) = m_{\text{agua}} \cdot (h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}}) \quad 4.31$$

De acuerdo con Boyce (2010) la calidad del vapor en la entrada del condensador se encuentra normalmente ente un 92 a 96 por ciento. Aunque puede ser tan baja como de un 85% (Flatebø, 2012). No obstante, una baja calidad de vapor podría causar problemas de erosión en los álabes de la turbina por lo que es recomendable un valor límite del 90% (Boyce, 2010).

4.3.1.4 Modelo de bomba

El modelo utilizado para el comportamiento de la bomba fue extraído de (Moran et al., 2014), considerando estado estacionario y descartando los efectos de la energía cinética, potencial así como las pérdidas térmicas alrededor del dispositivo:

$$W_{\text{bomba}} = m_{\text{agua}} \cdot \frac{v \cdot (P_2 - P_1)}{\eta_{\text{bomba}}} = m_{\text{agua}} \cdot (h_2 - h_1) \quad 4.32$$

Donde: m_{agua} es el flujo másico del agua a través de la bomba, v es el volumen específico a la entrada de la bomba (succión), P_2 es la presión de descarga y P_1 es la presión de succión.

Al igual que la turbina, las bombas presentan irreversibilidades, pero a comparación de las turbinas, el trabajo de bombeo aumenta. En ese sentido, la eficiencia de bomba (o eficiencia isentrópica) se describe a partir de la siguiente expresión:

$$\eta_{\text{bomba}} = \frac{v \cdot (P_2 - P_1)}{(h_2 - h_1)} \quad 4.33$$

4.3.1.5 Modelo del tanque de condensados y desgasificador

Un desgasificador (*Dearator*, en inglés) es un dispositivo utilizado para remover gases disueltos en el agua de alimentación en calderas o cualquier equipo utilizado en la generación de vapor (Boyce, 2010). Estos equipos son de suma importancia en plantas que utilizan vapor para generar potencia puesto que reducen el peligro por corrosión en las tuberías de los equipos debido a gases disueltos (como el oxígeno) en el agua de retorno.

Para ello, es utilizado vapor a presiones en el rango de 6 a 10 bares para precalentar el agua de suministro a caldera hasta temperaturas cercanas o igual a la temperatura de saturación con el fin de obtener cero solubilidad dentro del agua. Así mismo, Lian et al. (2010) destacan la necesidad de purgar entre el 5 a 14% del vapor suministrado al desgasificador para extraer los gases disueltos del agua.

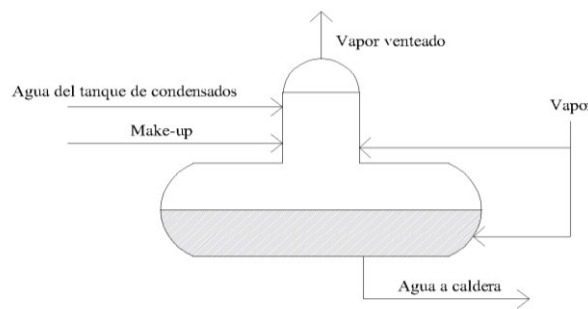


Figura 4.8: Esquema típico de un desgasificador.

Bajo este contexto, para evaluar el desgasificador se utilizó un enfoque basado en balances de materia y energía sobre la Figura 4.8 basado en el criterio de calentadores abiertos, es decir, es mezclado vapor exhausto de la turbina con los flujos provenientes del tanque condensados y con agua de repuesto (Make-up) hasta obtener un flujo en condiciones de líquido saturado. Así mismo, se asume que no ocurren pérdidas térmicas del equipo con los alrededores. Por consiguiente, los balances de materia y energía en el desgasificador son:

$$m_{\text{condensados}} + m_{\text{vapor}} + m_{\text{makeup}} = m_{\text{venteo}} + m_{\text{caldera}} \quad 4.34$$

$$\begin{aligned} m_{\text{condensados}} \cdot h_{\text{condensados}} + m_{\text{vapor}} \cdot h_{\text{vapor}} + m_{\text{makeup}} \cdot h_{\text{makeup}} \\ = m_{\text{venteo}} \cdot h_{\text{venteo}} + m_{\text{caldera}} \cdot h_{\text{caldera}} \end{aligned} \quad 4.35$$

Cabe señalar que el vapor purgado del desgasificador se encuentra en el mismo estado que el vapor a la entrada de éste y se tomó como el 5% del flujo másico del vapor suministrado al desgasificador (o proveniente de la extracción de turbina).

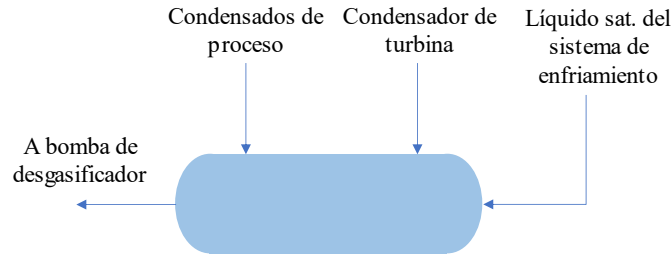


Figura 4.9: Esquema del tanque de condensados.

Para el tanque de condensados previo al desgasificador se realizó un análisis con un enfoque similar al de las Ecuaciones 4.34 y 4.35 con base en la Figura 4.9:

$$m_{\text{proceso}} + m_{\text{LiBr}} + m_{\text{CT}} = m_{\text{condensados}} \quad 4.36$$

$$m_{\text{proceso}} \cdot h_{\text{proceso}} + m_{\text{LiBr}} \cdot h_{\text{LiBr}} + m_{\text{CT}} \cdot h_{\text{turbina}} = m_{\text{condensados}} \cdot h_{\text{condensados}} \quad 4.37$$

Donde: m_{proceso} son los condensados del vapor de proceso, m_{LiBr} son los condensados provenientes del generador del sistema de enfriamiento por absorción, m_{CT} son los condensados provenientes del condensador de turbina y $m_{\text{condensados}}$ es el flujo de condensados totales suministrados al desgasificador.

Cabe destacar que son omitidos los flujos del condensador para el caso del sistema conformado únicamente por turbina de contrapresión. En el caso del sistema por ciclo combinado se omiten los flujos por condensados del sistema de absorción y del condensador de turbina.

Los valores fijos utilizados para la evaluación del sistema de condensados y del desgasificador se presentan en la Tabla 4.6.

Tabla 4.6: Valores fijos del tanque de condensados y del desgasificador.

Tanque de condensados		
Porcentaje de condensados de proceso recuperados	85	%
Temperatura de los condensados de proceso a la entrada del tanque	50	°C
Subenfriamiento del líquido a la salida del condensador	2	°C
Desgasificador		
Presión del desgasificador	1.8	bar
Temperatura del líquido a la salida del desgasificador	117	°C
Presión del vapor a desgasificador	6.5	bar
Porcentaje de vapor venteado	5	%
Temperatura del agua de repuesto (Make-up)	23	°C

Una de las ventajas que provee EES radica en la posibilidad de resolver balances de materia y energía utilizando como objetivo propiedades termodinámicas como la entalpía o entropía (EES Themophysical Functions Manual, 2021).

En ese contexto, la temperatura promedio de los condensados a la salida del tanque (Figura 4.9) es determinada por un método iterativo al igualar a cero la Ecuación 4.37 dado que se conocen los flujos másicos, temperaturas y presiones de los flujos alrededor del tanque (Ecuación 4.36). Por simplicidad, se asume que la presión a la salida del tanque de condensados y de descarga de la bomba del condensador de turbina, se encuentran a presión atmosférica (1.013 bar).

El flujo másico de vapor suministrado a desgasificador y del agua de repuesto (Make-up) son determinados de una manera similar al resolver simultáneamente las Ecuaciones 4.34 y 4.35; dado que se conoce el flujo másico a la salida del desgasificador (correspondiente al flujo de vapor generado por la caldera), el flujo proveniente del tanque de condensados y las temperaturas de estos flujos (Tabla 4.6). Por simplicidad, se asume que la presión del agua de repuesto (Make-up) se encuentra a la presión del desgasificador y los condensados provenientes del tanque de condensados se presurizan a la misma presión por acción de una bomba.

Finalmente, se suma el flujo de vapor demandado por el desgasificador con la demanda de vapor de proceso. Este flujo másico resultante corresponde a la cantidad total de vapor a extraer de la extracción lateral de la turbina de contrapresión (Figura 4.7):

$$m_2 = m_{\text{vapor-desgasificador}} + m_{\text{proceso}} \quad 4.38$$

4.3.2 Esquema por gasificación y ciclo combinado

4.3.2.1 Modelo del sistema de gasificación

El proceso de gasificación es definido como la oxidación parcial de un combustible sólido o líquido mediante un agente gasificador con el principal objetivo de producir gases combustibles compuestos principalmente por H₂, CO, CO₂, CH₄ y N₂ denominado *gas producto*, *gas de síntesis* o *syngas* (Ansa, 2017).

Este proceso puede llevarse a cabo en el rango de temperaturas de entre los 700 y 1200 °C y a presión atmosférica o a condiciones de presurización de hasta 70 bares (Ansa, 2017; Basu, 2010)

Además del gas, también pueden generarse subproductos en estado sólido conformados principalmente por cenizas y carbono no converso en gas (*char*, por su traducción del inglés) y en estado líquido denominado alquitrán (*tar*, por su traducción al inglés) resultado de la condensación de sustancias orgánicas en el gas producto (Basu, 2010).

Para este trabajo será aproximado el desempeño del sistema de gasificación con base en la metodología propuesta por Pedroso et al. (2017) y Basu (2010) en donde se estima el flujo de gas, el grado de conversión de carbono a gas producto (CCE) y el aire a suministrar al gasificador (ER) a partir de una composición conocida de gas producto y la suposición de una eficiencia de gas frío (CGE) de entrada. Estos parámetros de diseño y su influencia en la estimación del desempeño del gasificador serán descritos en los siguientes apartados.

4.3.2.1.1 Eficiencia de conversión de carbono (CCE)

La eficiencia de conversión de carbono (CCE) es definida como la razón del carbono convertido en gas producto (syngas) con respecto al carbono suministrado por el combustible con base en el análisis último (Arena, 2013):

$$\text{CCE (\%)} = \frac{m_{\text{gas}} \cdot C_{\text{gas}}}{m_{\text{combustible}} \cdot C_{\text{combustible}}} \cdot 100 \quad 4.39$$

Este parámetro es de suma importancia puesto que brinda una perspectiva del rendimiento de gasificación e indica la cantidad de carbono (*char*) que debe ser tratado tras la gasificación.

Ansa (2017) menciona que los residuos sólidos de la gasificación son frecuentemente clasificados de acuerdo con su cantidad de carbono, si estos poseen más del 75% de carbono serán conjuntamente denominados como *char*. Por otro lado, si poseen una mayor cantidad de residuos inorgánicos y minerales a comparación de carbono se les denomina cenizas.

4.3.2.1.2 Razón de equivalencia (ER)

Los principales agentes de gasificación (u agente oxidante) utilizados son el aire, vapor, oxígeno puro o una mezcla de estos. No obstante, por cuestiones económicas casi siempre es empleado aire como agente gasificador. Como promedio, el aire seco contiene entre 76.7% en peso de nitrógeno y 23.3% en peso de oxígeno.

Cuando se habla de combustión, por lo regular el aire suministrado se encuentra en exceso con respecto a la cantidad de aire estequiométrico necesario para quemar completamente 1 kg de combustible (EA). Para el proceso de gasificación ocurre lo contrario, es decir, el aire suministrado es solo una fracción del aire estequiométrico.

A esta fracción se le denomina *razón de equivalencia (ER)* y es definido como la razón del aire suministrado al gasificador con respecto al aire estequiométrico y es igual a la razón aire/combustible suministrada (o real) con respecto a la razón aire/combustible estequiométrica.

$$(< 1)_{\text{gasificación}} ER = \frac{\text{Aire suministrado}}{\text{Aire estequiométrico}} = EA (> 1)_{\text{combustión}} \quad 4.40$$

De acuerdo con Basu (2010) la razón de equivalencia práctica durante la gasificación se encuentra en el rango de 0.2 a 0.3.

La calidad del gas producto es dependiente de la razón de equivalencia y este debe ser inferior a 1 para garantizar un proceso de gasificación y no de combustión, no obstante, razones de equivalencia inferiores a 0.2 indican una baja conversión de carbono y un gas producto con un poder calorífico muy bajo; por otro lado, razones de equivalencia superiores a 0.4 indican una elevada concentración de productos indeseables como dióxido de carbono y vapor de agua en el gas producto; en la Figura 4.10 se muestra el efecto de la razón de equivalencia sobre la eficiencia de conversión de carbono para un gasificador de lecho fluidizado (Basu, 2010).

En ese sentido, la cantidad de aire suministrada al gasificador por unidad de combustible gasificado es determinada mediante la siguiente expresión:

$$m_{\text{aire(gasificación)}}[\text{kg}_{\text{aire}}/\text{kg}_{\text{biomasa}}] = m_{\text{esteq}} \cdot ER \quad 4.41$$

Donde: m_{esteq} es la cantidad de aire estequiométrico para quemar 1 unidad de combustible y ER es la razón de equivalencia. La cantidad de aire estequiométrica es obtenida a partir del análisis último.

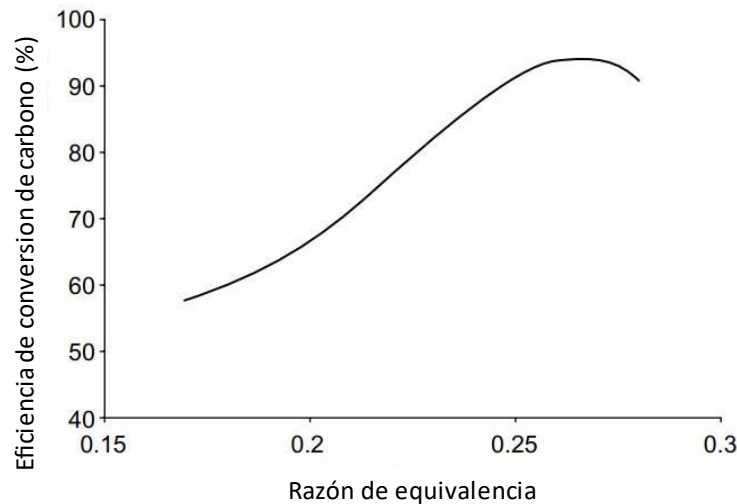


Figura 4.10: Eficiencia de conversión de carbono en función del razón de equivalencia para un gasificador de lecho fluidizado. Adaptado de (Basu, 2010)

Asumiendo que el nitrógeno suministrado con el aire y en el combustible (biomasa) al gasificador es inerte y no participa en las reacciones de gasificación; y que la composición del gas producto es conocida, entonces, el flujo másico del gas producto es determinado mediante la siguiente expresión (tomando en cuenta que el gas producto es un gas ideal):

$$m_{\text{syngas}} = \frac{n_{N_2}}{y_{N_2}} \cdot PM_{\text{syngas}} \quad 4.42$$

Donde: n_{N_2} es el flujo molar del nitrógeno a la entrada del gasificador (nitrógeno del aire + biomasa), y_{N_2} es la fracción mol de nitrógeno en el gas producto y PM_{syngas} es el peso molecular promedio del gas producto o syngas.

4.3.2.1.3 Eficiencia de gas frío (CGE)

La eficiencia energética de gasificación es definida como la razón de la energía contenida en el gas producto a la salida del gasificador, con respecto a la energía suministrada por el combustible sólido (Basu, 2010). También es conocida como la eficiencia de gas frío (CGE):

$$CGE = \frac{m_{\text{syngas}} \cdot LHV_{\text{syngas}}}{m_{\text{combustible}} \cdot LHV_{\text{combustible}}} \quad 4.43$$

Donde: m_{syngas} es el flujo másico del gas producto, $m_{\text{combustible}}$ es el flujo másico del sólido gasificado o combustible (biomasa), LHV_{syngas} es el poder calorífico del gas producto y $LHV_{\text{combustible}}$ es el poder calorífico inferior del combustible (biomasa).

El poder calorífico del gas producto puede ser calculado a partir de la composición del gas producto y la Ecuación 4.44 (Sánchez et al., 2010; Weiland et al., 2013).

$$LHV_{\text{syngas}} [\text{kJ/kg}] = \left[\sum_i y_i \cdot LHV_i \right] \cdot \frac{1}{PM_{\text{syngas}}} \quad 4.44$$

Donde: y_i es la fracción mol del componente i y LHV_i es el poder calorífico del componente i en kJ/kmol y PM_{syngas} es el peso molecular promedio del gas producto.

La Ecuación 4.43 es definida como la eficiencia de gas frío puesto que solo considera la cantidad de energía química presente en el gas (por ejemplo, durante la combustión) y no la energía por calor sensible contenida en éste.

La capacidad térmica del gasificador ($Q_{\text{gasificador}}$) nos da un indicio de la cantidad de biomasa a gasificar y cuando gas producto debe producirse para satisfacer los requerimientos energéticos de proceso, la capacidad térmica del gasificador es calculada a partir de la siguiente expresión:

$$Q_{\text{gasificador}} [\text{MW}_{\text{th}}] = m_{\text{syngas}} \cdot LHV_{\text{syngas}} = V_{\text{syngas}} \cdot LHV_{\text{N-syngas}} \quad 4.45$$

Donde: V_{syngas} es el flujo volumétrico en Nm^3 del gas producto y $LHV_{\text{V-syngas}}$ es el poder calorífico del gas producto en kJ/Nm^3 , donde Nm^3 es un metro cúbico a condiciones normales.

4.3.2.1.4 Metodología de ajuste para el gasificador

Como se mencionó con anterioridad, la metodología utilizada en este trabajo consiste en el ajuste de una composición de gas producto para determinar los parámetros básicos del gasificador, los cuales son: la razón de equivalencia, eficiencia de conversión de carbono y eficiencia de gas frío.

La composición de gas utilizada para este trabajo se obtuvo de Karamarkovic et al. (2010) en donde se realiza un estudio paramétrico de gasificación de biomasa a 1 y 10 bares de presión utilizando aire como agente gasificador.

En dicho estudio se utiliza biomasa lignocelulósica genérica con una representación química similar a la del bagazo de caña en base seca y libre de cenizas (Tabla 4.7)

La representación química del bagazo en la Tabla 4.7 fue corroborada en un estudio realizado por Foreno-Rodríguez et al. (2011) donde se estudia la gasificación del bagazo de caña usando una mezcla aire/vapor como agente gasificador.

Tabla 4.7: Representación química de la biomasa utilizada por Karamarkovic et al. y la del bagazo de la Tabla 4.1 en base seca y libre de cenizas.

Biomasa (DAF)	Representación química	Referencia
Biomasa genérica	$CH_{1.4}O_{0.59}N_{0.0017}$	(Karamarkovic & Karamarkovic, 2010)
Bagazo de caña	$CH_{1.45}O_{0.66}N_{0.0028}$	(Foreno-Rodríguez & Gordillo-Ariza, 2011)

Así mismo, Karamarkovic también analizó el impacto de la humedad de la biomasa sobre la composición del gas a la salida del gasificador y, por ende, sobre el poder calorífico que este posee.

En ese sentido, para esta Tesis, se fijó la humedad contenida en la biomasa a gasificar en un 15% dando como resultado una composición en mol% del gas producto seco de 3.69% CH₄, 21.98 CO, 11.37% CO₂, 20.340% H₂ y 42.67% N₂. Esta composición se encuentra cerca del rango reportado por Deshmukh et al. (2013) para gasificación de biomasa utilizando aire como agente gasificador (Tabla 4.8).

Tabla 4.8: Rango de composiciones típicas para gasificación de biomasa utilizando aire como agente gasificador (Deshmukh et al., 2013).

Especie	Rango (mol%)
CO	15-20
H ₂	15-20
CO ₂	8-12
CH ₄	1-3
N ₂	45-50

En consecuencia, el poder calorífico del gas producto seco obtenido por la Ecuación 4.44 es de 5848 kJ/kg tomando en cuenta que los gases combustibles contenidos dentro del gas producto son metano, hidrógeno y monóxido de carbono y sus respectivos poderes caloríficos molares son de 802,519 kJ/kmol, 241,811 kJ/kmol y 282,957 kJ/kmol, respectivamente.

El poder calorífico del gas producto se asemeja al valor reportado por Llerena Pizarro et al. (2015) de 5176 kJ/kg; resultado de un proceso de gasificación por bagazo de caña con 20% de humedad utilizando aire a 19 bares de presión como agente gasificador.

Este bajo poder calorífico es resultado de la alta concentración de nitrógeno dentro del gas y es característico del gas producto de la gasificación por aire, como regla general, el gas de síntesis posee 1/5 parte del poder calorífico del gas natural (50 MJ/kg).

Una vez obtenido el poder calorífico del gas seco, se procede a estimar el aire estequiométrico del bagazo y el poder calorífico de éste a partir del análisis último del bagazo (con 15% de humedad) y las Ecuaciones 4.4 y 4.5. Ambos resultados se presentan en la Tabla 4.9.

Tabla 4.9: Análisis último, poder calorífico (LHV) y aire estequiométrico del bagazo con 15% de humedad.

C	41.34
H	4.989
O	36.42
S	0.034
N	0.14
Humedad	15
Cenizas	2.07
LHV (kJ/kg)	
14,771	
Aire estequiométrico (kg/kg)	
4.89	

Por consiguiente, se utiliza la Ecuación 4.41 con respecto al nitrógeno para determinar el flujo de nitrógeno por unidad de bagazo, tomando en cuenta el nitrógeno ya contenido dentro del bagazo. En consecuencia:

$$m_{N_2} [\text{kg}_{N_2}/\text{kg}_{\text{biomasa}}] = 0.767 \cdot m_{\text{esteq}} \cdot ER + N_{\text{biomasa}} \quad 4.46$$

Al sustituir la Ecuación 4.46 en la Ecuación 4.42 se obtiene la cantidad de gas producto seco por unidad de bagazo alimentado al gasificador (R_{syngas}):

$$R_{\text{syngas}} [\text{kg}_{\text{syngas}}/\text{kg}_{\text{biomasa}}] = \frac{\left(\frac{m_{N_2}}{PM_{N_2}}\right)}{y_{N_2}} \cdot PM_{\text{syngas}} \quad 4.47$$

Donde: PM_{N_2} es el peso molecular del nitrógeno y y_{N_2} es la fracción mol de nitrógeno en el gas producto seco. El flujo másico de gas producto (m_{syngas}) se obtiene al multiplicar la Ecuación 4.47 por el flujo de biomasa alimentado al gasificador.

Si se desea obtener el flujo molar del gas producto seco por kg de bagazo alimentado se omite el peso molecular del gas en la Ecuación 4.47:

$$R_{\text{syngas(molar)}} [\text{kmol}_{\text{syngas}}/\text{kg}_{\text{biomasa}}] = \frac{\left(\frac{m_{N_2}}{PM_{N_2}}\right)}{y_{N_2}} \quad 4.48$$

Hasta el momento, el único valor desconocido es la razón de equivalencia. Para determinar este parámetro se utiliza como objetivo la eficiencia de gas frío considerando que el gasificador es de tipo lecho fluidizado burbujeante (BFB) y que la eficiencia fría es del 80%.

Esta eficiencia es considerablemente alta con respecto a datos experimentales (76%) de gasificación por biomasa en un reactor este tipo (Zaccariello & Mastellone, 2015). Sin embargo, de acuerdo con Pedroso et al. (2017) y Thomson et al. (2020) este valor se encuentra actualmente dentro de los valores comerciales para este tipo de gasificadores.

Así mismo, de acuerdo con un reporte de Worley & Yale (2012) se encuentran disponibles gasificadores de lecho fluidizado con la presión de operación propuesta para este trabajo (10 bares).

Los gasificadores de lecho fluidizado han sido ampliamente utilizados en la generación de energía y/o químicos dada su flexibilidad de operación con múltiples combustibles (en donde se incluyen materiales lignocelulósicos) y la posibilidad de escalamiento a capacidades superiores a 1 MW_{th} (Arena, 2013; Puig-Arnavat et al., 2010).

Al resolver simultáneamente las ecuaciones de la eficiencia de gas frío (Ecuación 4.43) y la razón de gas producto por kg de biomasa alimentada (Ecuaciones 4.46 y 4.47) se obtiene la razón de equivalencia (ER) cuyo valor es de 0.267. Dicho valor se encuentra dentro del rango práctico reportado por Basu (2010) mencionado en apartados anteriores.

La eficiencia de conversión de carbono se calcula mediante la Ecuación 4.39 considerando el flujo molar del gas producto ($R_{\text{syngas(molar)}}$) y que el metano, monóxido de carbono y dióxido de carbono poseen un átomo de carbono. Por consiguiente:

$$\text{CCE} = \frac{R_{\text{syngas(molar)}} \cdot (y_{\text{CH}_4} + y_{\text{CO}} + y_{\text{CO}_2}) \cdot \text{PM}_{\text{Carbono}}}{W_{\text{C(biomasa)}}} \cdot 100 \quad 4.49$$

Donde: $R_{\text{syngas(molar)}}$ es el flujo molar del gas producto seco por kg de biomasa alimentada al gasificador, $\text{PM}_{\text{Carbono}}$ es el peso molecular del carbono elemental (12 kg/kmol) y $W_{\text{C(biomasa)}}$ es la fracción másica del carbono en la biomasa proveniente del análisis último.

Esto da como resultado una conversión de carbono del 90.27%. De acuerdo con Timmer & Brown (2019) entre el 5 y 15% del carbono a la entrada un gasificador de lecho fluidizado puede quedar inconverso y debe ser tratado para un uso posterior o en su defecto, desecharlo.

Debido a que el bagazo posee una cantidad considerable de humedad, es de esperarse que no todo el hidrógeno suministrado al gasificador se encuentre presente en el gas producto, en consecuencia, el gas producto posea cierta cantidad de vapor de agua (humedad).

La cantidad de vapor presente en el gas producto se obtiene a partir de un balance de materia sustrayendo el hidrógeno contenido en el gas seco con respecto del hidrógeno suministrado al gasificador en la alimentación (análisis último).

En ese sentido, el hidrógeno contenido en el combustible se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$H_{\text{entrada}} = H_{\text{biomasa}} + M_{\text{bagazo}} \cdot \left(\frac{2}{18}\right) \quad 4.50$$

Donde: H_{biomasa} es la cantidad de hidrógeno elemental contenido en la biomasa y M_{bagazo} es la humedad contenida de la biomasa, ambos valores con respecto al análisis último.

- Y el hidrógeno contenido en el gas producto por kg de biomasa alimentada:

$$H_{\text{salida}} = (y_{\text{H}_2} + 2 \cdot y_{\text{CH}_4}) \cdot R_{\text{syngas(molar)}} \cdot PM_{\text{H}_2} \quad 4.51$$

Donde: y_{H_2} es la fracción molar de hidrógeno en el gas seco y y_{CH_4} es la fracción molar del metano en el gas seco.

- Por consiguiente, la humedad (o vapor) asociado con la diferencia de hidrógeno a la entrada y a la salida es:

$$M_{\text{syngas}} [\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{biomasa}}] = (H_{\text{entrada}} - H_{\text{salida}}) \cdot \left(\frac{18}{2}\right) \quad 4.52$$

Donde: M_{syngas} es la humedad o vapor de agua en el gas producto por kg de biomasa alimentada.

En consecuencia, la cantidad de vapor por kg de biomasa alimentada (M_{syngas}) es de aproximadamente 0.1785. En ese sentido, la composición del gas producto debe de actualizarse considerando la presencia de vapor de agua (humedad) a la salida del gasificador.

Para ello, se suman los flujos molares del gas seco de la Ecuación 4.48 y del flujo del vapor de la Ecuación 4.52 dividido por el peso molecular del vapor. Una vez hecho esto, se obtienen las fracciones mol de cada especie presente en el gas seco con respecto al gas húmedo (gas seco + vapor).

Para el caso del nitrógeno:

$$y_{\text{N}_2(\text{húmedo})} = \frac{y_{\text{N}_2(\text{gas seco})} \cdot R_{\text{syngas(molar)}}}{R_{\text{syngas(molar)}} + \frac{M_{\text{syngas}}}{PM_{\text{agua}}}} \quad 4.53$$

Para el caso del vapor de agua, la fracción a la salida del gasificador se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$y_{H_2O} = \frac{\frac{M_{syngas}}{PM_{agua}}}{R_{syngas(molar)} + \frac{M_{syngas}}{PM_{agua}}} \quad 4.54$$

En consecuencia, el flujo de gas húmedo a la salida del gasificador R_{syngas} (húmedo) es de aproximadamente 2.199 kg de gas por kg de biomasa.

Debido a los cambios en las fracciones molares del gas, el peso molecular y su poder calorífico son también modificados. En ese sentido, tanto el peso molecular como el poder calorífico disminuyen, pero la eficiencia de conversión de carbono, la razón de equivalencia y la eficiencia de gas frío se mantienen constantes tanto para el gas seco como para el gas húmedo.

Cabe mencionar que el gas producto debe pasar por un sistema de limpieza previo a que este sea utilizado en la turbina de gases. En gasificadores de lecho fluidizado es común que el gas producto pase en primera instancia por ciclones en donde se recuperan los subproductos sólidos conformados por carbono no converso y cenizas tal como se ilustra en la Figura 4.11.

Después, el gas debe atravesar un sistema de limpieza más riguroso para remover contaminantes presentes en el gas producto, donde destaca el alquitrán. El alquitrán resulta sumamente perjudicial en los equipos corriente abajo cuando el gas se enfría, ya que puede ocasionar problemas de obstrucción de tuberías.

Sin embargo, cuando el gas se usa en máquinas térmicas (como motores de combustión interna y turbinas) es preciso que este sea enfriado previo a su uso (Arena, 2013; Basu, 2010).

Si bien, este contaminante es intrínseco durante la gasificación, su presencia en el gas producto puede reducirse desde un punto de vista operativo cuando la temperatura y la presión del gasificador son altas, así mismo, el uso de aire como agente gasificador reduce considerablemente la presencia de este contaminante, especialmente cuando la razón de equivalencia es igual o superior a 0.27. Sin embargo, se ve reducido el poder calorífico del gas producto como resultado de la elevada presencia de nitrógeno en éste.

Así mismo, es posible reducir la concentración de este contaminante tras la gasificación a partir de métodos físicos de limpieza como el uso de filtros, depuradores (*scrubbers*, por su traducción al inglés) y precipitadores electrostáticos (ESP). Por otro lado, existen métodos químicos que involucran la ruptura de moléculas grandes en moléculas pequeñas (Craqueo o *Cracking*). Es de esperarse que gran parte de la humedad del gas producto sea condensada durante las etapa de limpieza por el enfriamiento del gas producto, especialmente cuando se emplean métodos físicos de limpieza como depuradores en donde ocurre un “lavado” del gas por acción de un solvente (Basu, 2010; Rodrigues et al., 2007).

No obstante, en el modelo propuesto por Karamarkovic no se considera la presencia de alquitrán en el gas producto, en ese sentido, se asume que los contaminantes son removidos por completo durante el proceso de limpieza. Y con base en los sistemas de gasificación reportados por Rodrigues et al. (2007) y Consonni & Larson (1994), en donde se utiliza gasificación de biomasa por aire a 2 bares de presión, se propone que el 80% de la humedad contenida en el gas producto se condensa.

Además, se toma una caída de presión del 15% con respecto a la presión del gasificador y se asume que el gas producto es suministrado al compresor a una temperatura de 2 °C por encima de su temperatura de saturación.

En ese contexto, Pedroso et al. (2017) reporta condiciones similares en donde el gas producto es enfriado a temperaturas por debajo de los 100 °C manteniendo una alta presión de aproximadamente 19 bares empleando gasificadores de flujo arrastrado (*Entrained Flow Gasifiers*, por su traducción del inglés).

Es de esperarse que parte que el flujo másico del gas se reduzca debido a la condensación parcial del agua, sin embargo, tanto el poder calorífico como el peso molecular de gas aumentan ya que se considera que las demás especies gaseosas (como H₂ y CO) presentes en el gas no sufren modificación alguna.

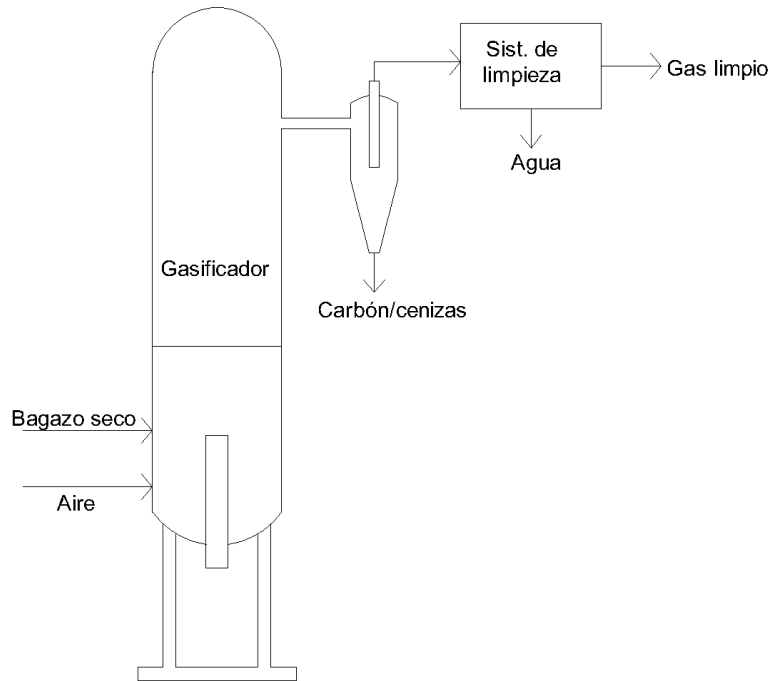


Figura 4.11: Esquema del sistema de gasificación propuesto.

El principal inconveniente en la adaptación de datos se ocurre durante el balance de materia general del gasificador. Al hacer el recuento de la materia que ingresa con respecto a la que egresa del gasificador, se obtiene que aproximadamente el 98.1% de la materia a la entrada del gasificador egresa de éste.

Esto, tomando en cuenta que la cenizas no participan en el proceso de gasificación y egresan del gasificador por completo. Dicho evento ha sido demostrado experimentalmente por Qian et al. (2013) y Klinghoffer et al. (2015).

En ese contexto, Puig-Arnavat et al. (2014) considera que las cenizas pueden considerarse inertes durante el modelado de gasificadores. Así mismo, Hernández et al. (2016) menciona que gran parte de las cenizas de la biomasa son recolectadas en los residuos tras gasificación.

Así mismo, resulta frecuente el hecho que los balances de materia no cierren por completo cuando se utilizan datos experimentales puesto que los errores de medición pueden irse acumulando y recaer sobre análisis posteriores, especialmente en procesos complejos como la gasificación (Zaccariello & Mastellone, 2015).

En ese sentido, para lograr cohesión del balance de materia en el gasificador (Ecuación 4.55) se consideró que la cantidad de materia faltante recaerá sobre la cantidad de ceniza, es decir, la cantidad de ceniza a la salida del gasificador será superior de la que ingresa.

$$m_{\text{bagazo}} + m_{\text{aire}} = m_{\text{gas(húmedo)}} + m_{\text{cenizas}} + m_{\text{carbono (char)}} \quad 4.55$$

Como resultado, la mezcla de ceniza y carbón no converso a la salida del gasificador constituye aproximadamente del 10.5% de la biomasa alimentada y típicamente estos residuos sólidos son recuperados simultáneamente en ciclones o durante el proceso de filtrado del gas producto (Ansa, 2017; Balat, 2009; Hernández et al., 2016; Timmer & Brown, 2019).

Así mismo, esta mezcla puede llegar a representar entre el 5 y 10% de la cantidad de materia alimentada de acuerdo con datos de Puig-Arnavat et al. (2014) y Benedetti et al. (2018).

Finalmente, en la Tabla 4.10, se presenta el panorama general de los cálculos realizados para estimar el comportamiento del gasificador.

Tabla 4.10: Resultados del análisis del gasificador considerando bagazo con 15% de humedad y aire como agente gasificador

	Unidades	Gas seco	Gas húmedo	Gas tras limpieza
Fracciones molares		(Karamirkovic et al.)	(Calculado)	(Calculado)
CH ₄	mol%	3.69	3.30	3.60
CO	mol%	21.98	19.66	21.48
H ₂	mol%	20.34	18.19	19.87
CO ₂	mol%	11.37	10.16	11.10
N ₂	mol%	42.67	38.16	41.69
H ₂ O	mol%	-	10.58	2.31
R _{gas}	kg _{gas} /kg _{biomasa}	2.02	2.20	2.06
LHV _{gas}	kJ/kg _{gas}	5848	5373	5747
PM _{gas}	kg/kmol	24.11	23.47	23.97
ER	-		0.267	
CCE	%		90.27	
CGE	%		80.00	

De acuerdo con estos resultados, por cada kg de bagazo alimentado al gasificador se producen aproximadamente 2.06 kg de gas limpio. Este resultado es consistente con los datos reportados por Consonni & Larson (1994), Ensinas et al. (2007), Días et al. (2011) y Pedroso et al. (2017) donde mencionan flujos de gas en el rango de 2 a 2.3 kg de gas por kg de biomasa alimentada en gasificadores de biomasa lignocelulósica que utilizan aire como agente gasificador.

Cabe mencionar que el flujo de bagazo seco a la entrada del gasificador se obtiene a partir de la Ecuación 4.6 considerando bagazo con 15% humedad (X_m). No obstante, dado que las Ecuaciones 4.46 a 4.54 están con base en 1 kg de biomasa alimentada al gasificador, es posible omitir el flujo de bagazo en las estimaciones.

Si bien esta metodología resulta un tanto forzada, se adapta bien a los datos prácticos reportados en la literatura para procesos de la misma índole y nos brinda una estimación del comportamiento del gasificador. Así mismo, los datos de la Tabla 4.10 están expresados de tal forma de que es posible escalar los flujos de gas producto (syngas), aire y sólidos con respecto a la biomasa disponible.

Para un mejor entendimiento del proceso de gasificación y de todos los criterios que conlleva este proceso termoquímico (con enfoque en la biomasa) se recomienda leer a Basu (2010).

4.3.2.2 Modelo de la turbina de gases

Una turbina de gases calientes es un dispositivo utilizado para la generación de potencia a partir de la expansión de gases calientes (producto de la combustión) a alta presión y temperatura.

Una turbina de gases debe contener al menos los siguientes elementos: 1) compresor, 2) cámara de combustión y 3) una turbina o expansor; una turbina de gas que posee estos tres componentes básicos es denominada como una turbina de *ciclo simple* o una turbina de un solo eje (*single shaft turbine*, por su traducción al inglés). En la Figura 4.12 se ilustra la estructura básica de un ciclo simple.

Bajo ese contexto, Razak (2007) describe que el proceso de operación básico de una turbina de gases inicia cuando el compresor succiona aire de la atmósfera e incrementa su presión. El aire a la salida del compresor es luego llevado a una cámara de combustión en donde se adiciona calor por efecto de la quema de un combustible.

Los gases calientes a la salida de la cámara de combustión son luego expandidos en una turbina para producir potencia, no obstante, parte de la potencia producida es absorbida por el compresor a través de un eje conectado desde la turbina hacia el compresor. La potencia remanente es luego transferida a un generador para producir electricidad o bien, para fines mecánicos.

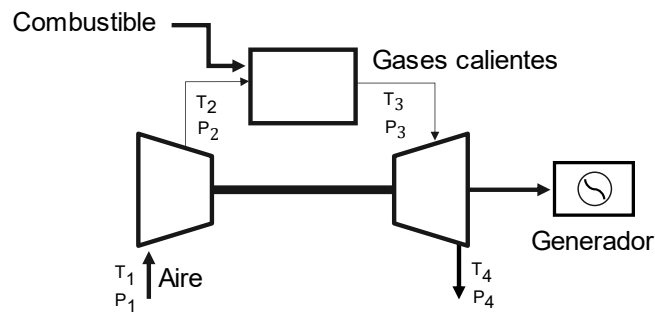


Figura 4.12: Turbina de gases de ciclo simple o de un solo eje (*Single shaft turbine*).

Otra configuración común de las turbinas de gases son las turbinas de dos ejes (*Two shaft turbine*, por su traducción del inglés) en donde se incorporan dos expansores (o turbinas).

La primera turbina es utilizada para proveer de energía al compresor de aire y la segunda es para generar potencia que será transmitida a un generador o para fines mecánicos (Figura 4.13). Este último expansor o turbina es conocida como turbina libre y puede operar a velocidades diferentes de la turbina utilizada para proveer de energía al compresor, también llamada turbina generador. En el caso de una turbina de un solo eje sucede lo contrario y el compresor junto con la turbina operan a una misma velocidad (Razak, 2007).

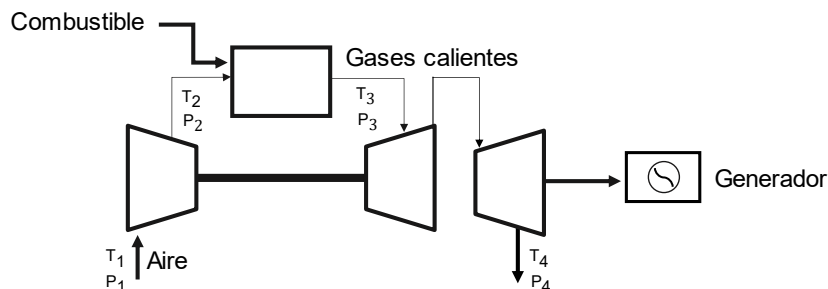


Figura 4.13: Turbina de dos ejes (*Double shaft turbine*).

Existen modelos que incorporan sistemas complejos de hasta tres turbinas, sistemas de enfriamiento del aire a la entrada del compresor y de precalentamiento del aire previo a combustión (ciclo regenerativo), sin embargo, por lo regular en aplicaciones industriales solo se utilizan turbinas de uno o dos ejes (Boyce, 2010; El-Sayed, 2017; Soares, 2015).

En términos de escalabilidad, las turbinas poseen capacidades que abarcan desde unos cuantos kW de potencia (Microturbinas) hasta varios MW de potencia (Turbinas industriales de trabajo pesado).

Las turbinas aero-derivadas son aquellas turbinas que provienen de aplicaciones en el transporte aéreo; típicamente poseen configuraciones de dos ejes y ofrecen entre 5 a 50 MW de potencia. Este tipo de turbinas destacan por su compacto tamaño y su flexibilidad operativa.

Una descripción más detallada de los tipos de turbinas de acuerdo a su aplicación (aire, tierra o mar) y de las capacidades actuales de éstas, es presentada por El-Sayed (2017).

Desde un punto de vista termodinámico, las turbinas de gases pueden ser consideradas como una máquina térmica puesto que trabajan en un ciclo intercambiado calor desde una fuente de calor hacia un sumidero de calor. Este ciclo es denominado ciclo Brayton ideal y consta de los siguientes procesos:

- 1) Compresión isentrópica
- 2) Adición de calor a presión constante
- 3) Expansión isentrópica
- 4) Rechazo de calor a presión constante

En la Figura 4.14 se proyecta el comportamiento de esta serie de procesos sobre un diagrama T-s con base en la configuración básica de la Figura 4.12 (compresor + combustor + expansor).

La eficiencia térmica del ciclo es la razón de la energía resultante (potencia) con respecto a la energía que ingresa (calor) y para el caso de una turbina de gases:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Energía}_{\text{salida}}}{\text{Energía}_{\text{entrada}}} = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_{\text{entrada}}} \quad 4.56$$

Donde: W_{neto} es el trabajo neto realizado por la máquina térmica y Q_{entrada} es el calor suministrado por la cámara de combustión.

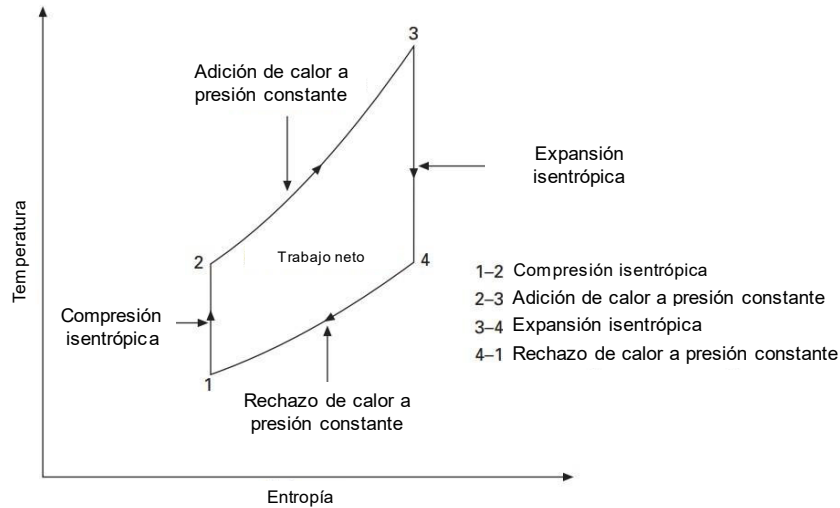


Figura 4.14: Representación de un ciclo Brayton ideal en un diagrama T-s. Adaptado de Razak (2007).

Cabe destacar que el ciclo Brayton de la Figura 4.14 representa un ciclo cerrado en donde los gases retornan a las condiciones de inicio, sin embargo, en la realidad los gases son descargados de la turbina a altas temperaturas por lo que el ciclo es abierto. Estos gases representan una fuente de energía térmica y pueden ser utilizados directamente para suministro térmico a proceso, tal como describe Picón-Núñez & Medina-Flores (2013). Aunque también pueden ser utilizados en la producción de vapor a partir de un ciclo combinado o en su defecto, descargados a la atmósfera.

No obstante, en la práctica cada equipo involucrado en las etapas del ciclo Brayton posee pérdidas las cuales afectan su funcionamiento. Este hecho se presenta en la Figura 4.15 en donde tanto el compresor como la turbina no operan en condiciones isentrópicas y la presión de descarga de la turbina se encuentra sutilmente por encima de la presión atmosférica. Esto impacta directamente en la cantidad de potencia producida y en la eficiencia térmica del ciclo (Boyce, 2010; El-Sayed, 2017; Razak, 2007).

También es de esperarse caídas de presión en la succión del aire en el compresor por efecto de filtros que evitan la introducción de partículas al equipo y durante el proceso de combustión por efecto de la adición de aire y mezclado. Por lo tanto, la presión a la salida de la cámara de combustión es solo una parte de la presión estática en la descarga del compresor.

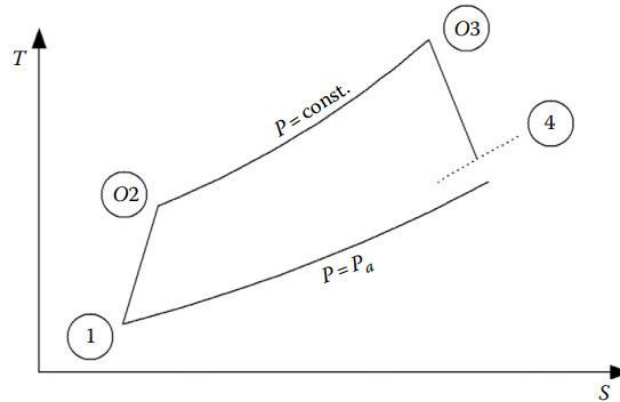


Figura 4.15: Ciclo Brayton real (con pérdidas). Adaptado de (El-Sayed, 2017).

Típicamente los fabricantes proveen de datos básicos para la estimación del desempeño de la turbina, los cuales son: la razón de compresión (π_c), el flujo másico total de la turbina (aire + combustible), la temperatura de los gases exhaustos, el flujo de calor (*heat rate o HR*), la eficiencia térmica y la potencia neta de la turbina. Todos estos datos se encuentran estandarizados a ciertas condiciones atmosféricas, denominadas condiciones ISO. Las cuales son: temperatura ambiente de 15 °C, una presión atmosférica de 1.013 bar y una humedad relativa del 60%. Así mismo, algunos fabricantes ya consideran las pérdidas por caídas de presión de las etapas de compresión y de expansión sobre el desempeño de las turbinas a condiciones ISO.

En la Tabla 4.11 se muestran los datos desempeño de las turbinas General Electrics 6F.03, General Electrics 6B.03 y Ansaldo Energía AE94.2K provistos por el fabricante a condiciones ISO.

Tabla 4.11: Datos de desempeño de turbinas a condiciones ISO (Gas Turbine World Handbook, 2018).

Parámetro	Unidades	GE 6F.03	GE 6B.03	AE94.2K
Potencia neta (W_{net})	kW	87,000	44,000	170,000
Flujo de calor (Heat Rate)	BTU/kW-h	9340	10180	9348
Radio de compresión (π_c)	-	16.4	12.7	12
Flujo de gases exhaustos (aire + comb.)	kg/s	222.3	145.15	539.8
Temperatura de gases exhaustos	°C	620	550	545
Eficiencia térmica (η_{th})	%	36.5	33.5	36.5
Velocidad de rotación	rpm	5231	5163	3000

Para este trabajo, el modelado de las turbinas de gas se llevará a cabo a partir de datos de turbinas comercialmente disponibles (*Gas Turbine World Handbook*, 2018) en conjunto con la metodología propuesta por Razak (2007) empleando balances de materia y energía aundado del criterio de eficiencias isentrópicas para las etapas de compresión y expansión.

En el caso del análisis de la cámara de combustión (o combustor) se empleará el método por avance de reacción (Felder, 2004) y balances de energía con resepecto a ecuaciones reportadas en la literatura para el análisis de cámaras de combustión en turbinas de gas.

Además se propone que todas las especies gaseosas presentes en cada etapa de la máquina térmica (ciclo) se comportan como gases ideales y mantienen una composición uniforme (excepto en la etapa de la cámara de combustión) por lo que las propiedades termodinámicas (a excepción de la entropía) son únicamente dependientes de la temperatura (Moran et al., 2014).

Por lo tanto:

$$\Delta h_{mezcla} = \sum_i y_i \cdot \Delta h_i(T) = \sum_i y_i \cdot \int_{T_1}^{T_2} C_{pi}(T) dT \quad 4.57$$

$$\Delta s_{mezcla} = \sum_i y_i \cdot \Delta s_i(T, p_i) \quad 4.58$$

Donde: y_i es la fracción molar (o másica) del gas i , T es la temperatura de la mezcla, p_i es la presión parcial del gas i y C_{pi} es la capacidad calorífica de la especie i .

Así mismo, en los modelos solo se considera el uso de turbina de tipo *single shaft* (Figura 4.12) como el caso de las turbinas GE 6E.03, GE 6B.03 y Ansaldo Energía AE94.2K las cuales poseen la capacidad de utilizar combustibles de bajo poder calorífico.

4.3.2.2.1 Modelo del compresor de aire

En la primera etapa del ciclo, es succionado aire atmosférico y llevado a presiones de entre 10 a 35 veces la presión atmosférica. Así mismo, como resultado en el aumento de la presión también ocurre un aumento en la temperatura del aire. La razón de compresión (π_c) es definida como la razón entre la presión de descarga del compresor con respecto a la de succión.

$$\pi_c = \frac{P_2}{P_1} \quad 4.59$$

Donde: P_1 es la presión de succión y P_2 es la presión de descarga del compresor (Figura 4.12)

Las turbinas industriales poseen relaciones de compresión considerablemente inferiores de las turbinas aero-derivadas. Típicamente, las turbinas aero-derivadas poseen relaciones de compresión de 25-35 mientras que las turbinas industriales (en las que se incluyen las de trabajo pesado) poseen relaciones de compresión de 10-18 (Flatebø, 2012).

Sin embargo, es frecuente que los compresores de las turbinas posean filtros de aire y se presenta una caída de presión en el área de succión del compresor. El valor típico de la caída de presión en la succión del compresor es de 10 mbar (Olav, 2010). Aunque también puede ser tomado como el 1% de la presión atmosférica como un valor práctico (Soares, 2015).

Para evaluar el desempeño del compresor primero se asume que este actúa en un proceso isentrópico o sin pérdidas. Para ello se utiliza la Ecuación 4.58 ya que el aire seco es una mezcla de gases, comúnmente representada por 21% oxígeno y 79% nitrógeno en base molar.

En consecuencia, se obtienen la siguientes expresiones:

$$\Delta s_{\text{aire}} = 0.21 \cdot \Delta s_{\text{O}_2} + 0.79 \cdot \Delta s_{\text{N}_2} \quad 4.60$$

$$\Delta s_i = s_i^\circ(T_2) - s_i^\circ(T_1) - R \cdot \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad 4.61$$

Donde: s° es la entropía del gas ideal i (en este caso el nitrógeno u oxígeno) a la temperatura T y P_1 y P_2 representan las presión de succión y descarga del compresor, respectivamente.

Dado que se asume un proceso isentrópico ($\Delta s_{\text{aire}} = 0$) la Ecuación 4.60 queda expresada como:

$$0.21 \cdot \Delta s_{\text{O}_2} + 0.79 \cdot \Delta s_{\text{N}_2} = 0 \quad 4.62$$

La temperatura de descarga isentrópica del compresor se obtiene a partir de un método iterativo tomando en cuenta que las presiones son valores fijos y la entropía estándar para gas ideal (s°) es dependiente únicamente de la temperatura (Ecuación 4.63).

$$s_i^\circ(T) = \int_0^T \frac{C_{p_i}(T)dT}{T} \quad 4.63$$

En consecuencia, se utilizan valores de entropía estándar para el oxígeno y el nitrógeno a una temperatura T_2 de tal forma que se cumpla con el requisito descrito en la Ecuación 4.62.

Este método es denominado como *análisis exacto* puesto que involucra variación en los calores específicos para los cambios de entropía (Çengel & Boles, 2015).

Típicamente en los análisis de ciclos Brayton se asume que los calores específicos en todo el sistema (tanto para el aire como para los gases producto de combustión) se mantienen constantes en todo el ciclo y se utilizan expresiones con calores específicos constantes promedio para aproximar los procesos de compresión y de expansión. Sin embargo, Razak (2007) menciona que “para análisis más precisos” se recomienda utilizar entropías con calores específicos variables.

Cabe mencionar que en paquetes computacionales como EES los valores de entropía están calculados con respecto a la terca ley de la termodinámica, sin embargo, dado que en las etapas de compresión y expansión los gases mantienen una composición constante y se manejan diferencias de propiedades termodinámicas, resulta es indiferente el punto de referencia tomado para el cálculo de las entropías (Razak, 2007).

En ese sentido, una vez obtenida la temperatura isentrópica de descarga, definida como T_{2s} , se obtiene la entalpía del aire a esta temperatura a partir de la Ecuación 4.57 considerando una referencia arbitraria de entalpía cero a 25 °C. El uso de una referencia arbitraria es indiferente durante la compresión puesto que la composición del aire permanece constante y se utilizan diferencias de entalpías (Razak, 2007).

Por consiguiente, la entalpía específica (o molar) de la especie i (nitrógeno u oxígeno en este caso) a la tempera de la mezcla T se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$h_i(T) = \int_{T_{ref}}^T C_{pi}(T)dT \quad 4.64$$

De acuerdo con Moran et al. (2014) las entalpías específica y molar de un gas o mezcla de gases se pueden relacionar a partir del peso molecular (Ecuación 4.66).

$$h_i[\text{kJ}/\text{kmol}] = h_i[\text{kJ}/\text{kg}] \cdot PM_i \quad 4.65$$

Como en el caso de la turbina de vapor, el compresor presenta irreversibilidades internas que desplazan su comportamiento de las condiciones isentrópicas. Dichas irreversibilidades se ven reflejadas en la eficiencia isentrópica, la cual es definida como:

$$\eta_c = \frac{W_{c \text{ (isentrópico)}}/m}{W_{c \text{ (real)}}/m} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad 4.66$$

Donde: el subíndice s en la entalpía indica un proceso isentrópico.

Dado que las condiciones de entrada (h_1) son las mismas para los procesos isentrópico y real (las cuales corresponden a la temperatura ambiente y la presión tomando en cuenta las pérdidas por el filtro de aire) se puede determinar la entalpía real de descarga a partir de Ecuación 4.66 y la asignación de un valor a la eficiencia isentrópica.

Baakeem et al. (2015) presenta una correlación para aproximar la eficiencia isentrópica de un compresor para uso en turbinas de gas en función de la razón de compresión (Ecuación 4.67).

$$\eta_c = 1 - \left[0.04 + \frac{\pi_c - 1}{150} \right] \quad 4.67$$

Como resultado, se obtiene la entalpía de descarga real h_2 a partir de las Ecuaciones 4.66 y 4.67.

La temperatura real de descarga, definida como T_2 , se obtiene mediante un método iterativo utilizando la entalpía real de descarga (h_2) y la Ecuación 4.64 para la mezcla gaseosa del aire:

$$h_2(T_2) = 0.21 \cdot h_{O_2}(T_2) + 0.79 \cdot h_{N_2}(T_2) \quad 4.68$$

Finalmente, se obtiene la potencia requerida por el compresor mediante la siguiente expresión:

$$W_{\text{comp}}[\text{kW}] = m_{\text{aire}} \cdot (h_2 - h_1) \quad 4.69$$

Otra expresión frecuentemente usada en el análisis de turbinas es la razón de la potencia absorbida por el compresor con respecto a la potencia total producida por la turbina (o expansor) denominada *back work ratio* o *BWR*:

$$\text{BWR} = \frac{W_{\text{comp}}}{W_{\text{turbina}}} \quad 4.70$$

Esta misma metodología es empleada para evaluar al compresor de gas de síntesis, pero en este caso, se utilizan las composiciones del gas producto y las condiciones de succión corresponden a las del gas tras el sistema de limpieza (8.5 bar de presión) y la presión de descarga es la misma que la del compresor de aire.

Así mismo, se fijaron los valores de las eficiencias isentrópica y por conversión de energía eléctrica a mecánica en un 85 y 95 por ciento, respectivamente.

4.3.2.2.2 Modelo de cámara de combustión

Como se mencionó anteriormente, el modelo adoptado para la evaluación de la cámara de combustión está basado en la metodología de avances de reacción (Ecuación 4.71) debido a que resulta más sencilla la interpretación de los flujos a la entrada y salida de la cámara, ya que el principal interés es determinar las fracciones molares a la salida de la cámara. El esquema de referencia utilizado para la cámara de combustión se presenta en la Figura 4.16.

$$n_i = n_{i0} + \sum_j v_{ij} \xi_j \quad 4.71$$

Así mismo, se considera que las reacciones de combustión se llevan a cabo de manera completa y se utiliza aire seco como agente oxidante. Para el caso del gas de síntesis propuesto en este trabajo, las principales especies combustibles son el metano, monóxido de carbono e hidrógeno.

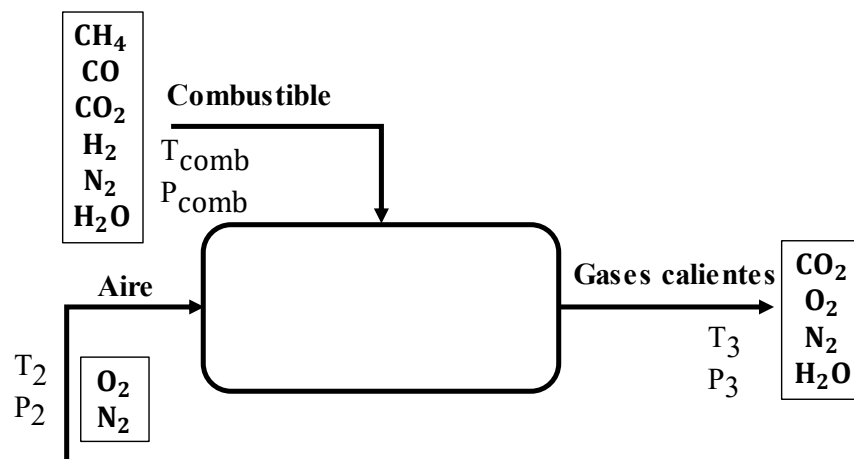
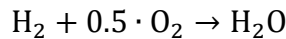
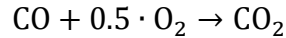
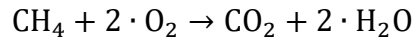


Figura 4.16: Esquema de la cámara de combustión con base en la Figura 4.12 (*Single shaft turbine*).

En ese sentido, las reacciones consideradas en la cámara de combustión (LIU & WENG, 2009) son:



Si consideramos que la reacción de combustión del metano es la reacción número 1, la reacción de combustión del monóxido de carbono es la número 2 y la reacción de combustión del hidrógeno es la número 3 y se llevan a cabo de manera paralela, entonces los flujos molares a la salida de la cámara de combustión para cada especie con respecto a la Figura 4.16 son:

$$n_{\text{CH}_4 \text{ (salida)}} [\text{kmol/s}] = n_{\text{CH}_4 \text{ (entrada)}} - \xi_1 \quad 4.72$$

$$n_{\text{CO}_2 \text{ (salida)}} [\text{kmol/s}] = n_{\text{CO}_2 \text{ (entrada)}} + \xi_1 + \xi_2 \quad 4.73$$

$$n_{\text{CO (salida)}} [\text{kmol/s}] = n_{\text{CO (entrada)}} - \xi_2 \quad 4.74$$

$$n_{\text{H}_2\text{O (salida)}} [\text{kmol/s}] = n_{\text{H}_2\text{O (entrada)}} + 2 \cdot \xi_1 + \xi_3 \quad 4.75$$

$$n_{\text{H}_2 \text{ (salida)}} [\text{kmol/s}] = n_{\text{H}_2 \text{ (entrada)}} - \xi_3 \quad 4.76$$

$$n_{\text{N}_2 \text{ (salida)}} [\text{kmol/s}] = n_{\text{N}_2 \text{ (entrada)}} \quad 4.77$$

$$n_{\text{O}_2 \text{ (salida)}} [\text{kmol/s}] = n_{\text{O}_2 \text{ (entrada)}} - 2 \cdot \xi_1 - 0.5 \cdot \xi_2 - 0.5 \cdot \xi_3 \quad 4.78$$

Las alimentaciones de cada especie en las Ecuaciones 4.72 a 4.78 están compuestas por los flujos másicos de cada especie en el gas de síntesis y en el aire. Para el caso del nitrógeno se considera que es inerte y no participa en ninguna reacción.

Dado que las reacciones de combustión son completas, se considera que las únicas especies a la salida de la cámara son CO_2 , H_2O , N_2 y O_2 no quemado (o en exceso). En consecuencia, los avances de reacción (ξ) para las reacciones 1, 2 y 3 son los flujos molares de entrada (o alimentados) del metano, monóxido de carbono e hidrógeno, respectivamente; provenientes del gas de síntesis. En ese sentido, el flujo molar total a la salida de la cámara de combustión es:

$$n_{\text{CC (total)}} = n_{\text{CO}_2 \text{ (salida)}} + n_{\text{H}_2\text{O (salida)}} + n_{\text{N}_2 \text{ (salida)}} + n_{\text{O}_2 \text{ (salida)}} \quad 4.79$$

Por consiguiente, las fracciones molares de cada especie a la salida de la cámara de combustión se obtienen a partir de la siguiente expresión:

$$y_i = \frac{n_i}{n_{CC} \text{ (total)}} \quad 4.80$$

Hasta el momento, se ha considerado que las reacciones se llevan a cabo con aire en exceso. Este es el modo de operación típico de las cámaras de combustión en las turbinas de gases, ya que solo una fracción de todo el aire alimentado a la cámara se utiliza para la combustión y el remanente es utilizado para diluir y enfriar los gases hasta una temperatura adecuada para la etapa de expansión (turbina) (Boyce, 2010).

En ese sentido, la cantidad de aire mínima (o estequiométrica) puede ser estimada al igualar a cero la Ecuación 4.78 siempre y cuando se conozca el flujo másico y la composición del combustible.

Dado que el aire seco contiene 21% mol de oxígeno, el aire mínimo requerido para quemar 1 unidad de gas de síntesis en función de los avances de reacción es:

$$m_{\text{aire}}[\text{kg}_{\text{aire}}/\text{kg}_{\text{gas}}] = (2 \cdot \xi_1 + 0.5 \cdot \xi_2 + 0.5 \cdot \xi_3) \cdot \left(\frac{PM_{\text{aire}}}{0.21} \right) \cdot \left(\frac{1}{m_{\text{syngas}}} \right) \quad 4.81$$

Dicho parámetro también es conocido como razón aire/combustible estequiométrico o (A/F)_s.

Esto se puede corroborar al asumir que el gas combustible es 100% metano (principal constituyente del gas natural) por lo que, los avances de reacción de las reacciones 2 y 3 son cero. En ese sentido, si se asume que se suministra 1 mol/s de metano y los pesos moleculares del metano y del aire son 16.04 kg/kmol y 28.85 kg/kmol respectivamente, entonces, se suministran 0.06234 kmol/s de metano a la cámara de combustión y razón aire/combustible es de aproximadamente 17.13. Este valor coincide con la razón aire/combustible estimada por Moran et al. (2014) para la combustión completa de metano con aire seco.

Es posible estimar el flujo de combustible suministrado a la turbina dado que la eficiencia térmica y la potencia nominal de la turbina son típicamente provistos como datos por el fabricante. No obstante, estos datos de desempeño son estimados utilizando gas natural (o gas metano) como combustible.

Así mismo, es frecuente que los fabricantes expresen el calor o energía suministrada a la cámara de combustión considerando únicamente la energía liberada por combustión, es decir, con base en el poder calorífico del combustible (LHV).

En ese contexto, Silva et al. (2012) presenta una ecuación para estimar el flujo másico del combustible con base en la eficiencia térmica y la potencia nominal de la turbina empleando gas natural (o gas metano) como combustible.

$$m_{\text{combustible}} [\text{kg/s}] = \frac{W}{\eta_{\text{th}} \cdot \text{LHV}_{\text{comb}}} \quad 4.82$$

Donde: η_{th} es la eficiencia térmica de la turbina, W es la potencia nominal de la turbina en kW y LHV_{comb} es el poder calorífico del combustible en kJ/kg.

Por consiguiente, dado que el fabricante también provee del flujo total (aire + combustible) el flujo de aire a la entrada de la turbina se obtiene al restar el flujo de combustible suministrado al combustor del flujo total reportado por el fabricante.

Es preciso destacar que tanto los flujos de aire, de combustible y de gases exhaustos provistos por el fabricante, se encuentran evaluados a condiciones estándar (condiciones ISO) y por lo regular las turbinas no operan siempre en estas condiciones, sin embargo, sirven como margen de referencia para el ajuste de la turbina a las condiciones reales de operación.

Una vez que se conocen los flujos másicos de la cámara de combustión, es posible realizar un balance de energía alrededor de la cámara de combustión. Una ecuación generalizada (con base en la Figura 4.16) se presenta a continuación:

$$m_{\text{aire}} \cdot h_2 + m_{\text{comb}} \cdot h_{\text{comb}} + \eta_{\text{cc}} \cdot m_{\text{comb}} \cdot \text{LHV}_{\text{comb}} = m_{\text{gases}} \cdot h_3 \quad 4.83$$

Donde: η_{cc} es la eficiencia de combustión o eficiencia de la cámara de combustión, h_2 es la entalpía a la descarga del compresor y h_3 es la entalpía de los gases a la salida de la cámara.

De acuerdo con Razak (2007) la eficiencia de combustión es definida como la razón del calor emitido con respecto del máximo posible por efecto de combustión.

En ese contexto, Boyce (2010) menciona que la eficiencia de combustión es un parámetro indicador de combustión completa, es decir, cuanta energía contenida en el combustible se exterioriza en forma de calor. Por otro lado, Klaus & Rainer (2019) describen que la eficiencia de combustión es la capacidad que posee la cámara de combustión para convertir la energía química en calor.

Típicamente la eficiencia ronda entre un 95 y 99% aunque es posible superar el 99.5% en las cámaras de combustión modernas (Klaus & Rainer, 2019).

Comúnmente el término de la entalpía del combustible (h_{comb}) es omitido de la Ecuación 4.83 cuando se emplea gas natural como combustible, a menos que éste sea precalentando a temperatura lo suficientemente alta. De otra forma, la contribución de la energía sensible del combustible “frío” es considerablemente inferior a comparación de la energía liberada por efecto de la combustión. Así mismo, se habla de combustible frío cuando éste se alimenta a la cámara de combustión a temperaturas igual o cercanas a los 25 °C.

En consecuencia, si únicamente se toman en cuenta la contribución del poder calorífico del gas (o la energía química liberada) la Ecuación 4.83 queda expresada de la siguiente manera:

$$\eta_{\text{cc}} \cdot m_{\text{comb}} \cdot \text{LHV}_{\text{comb}} + m_{\text{aire}} \cdot h_2 = m_{\text{gases}} \cdot h_3 \quad 4.84$$

Cabe destacar que, debido al alto poder calorífico del gas natural, los flujos máscicos de combustible a la cámara de combustión son considerablemente menores a comparación de los flujos de aire. Y como el gas de síntesis posee un poder calorífico considerablemente bajo, es de esperarse que se requiera más combustible para igualar la misma cantidad de energía emitida.

Al conocer los flujos máscicos, las entalpías del aire, del combustible (si aplica) y la eficiencia de combustión es posible determinar la temperatura de los gases a la salida de la cámara (T_3) a partir de un método iterativo teniendo como objetivo la entalpía a la salida de la cámara de combustión. Por consiguiente, la Ecuación 4.83 queda expresada de la siguiente forma:

$$h_3(T_3) = \frac{m_{\text{aire}} \cdot h_2 + m_{\text{comb}} \cdot h_{\text{comb}} + \eta_{\text{cc}} \cdot m_{\text{comb}} \cdot \text{LHV}_{\text{comb}}}{m_{\text{gases}}} \quad 4.85$$

Si se considera únicamente la contribución del poder calorífico del combustible (gas frío) entonces la Ecuación 4.85 queda expresada como:

$$h_3(T_3) = \frac{m_{\text{aire}} \cdot h_2 + \eta_{\text{cc}} \cdot m_{\text{comb}} \cdot \text{LHV}_{\text{comb}}}{m_{\text{gases}}} \quad 4.86$$

Como se mencionó con anterioridad, la cámara de combustión presenta una caída de presión por efecto del mezclado y de la resistencia del aire. Típicamente, la caída de presión se expresa como una fracción (o porcentaje) con respecto a la presión de descarga del compresor. A esta fracción también le denomina fracción de pérdida de presión (FPL) (El-Sayed, 2017).

$$\Delta P_{\text{CC}} = \text{FPL} = \frac{(P_2 - P_3)}{P_2} \quad 4.87$$

En consecuencia, la presión a la salida de la cámara de combustión es:

$$P_3 = P_2 \cdot (1 - \text{FPL}) \quad 4.88$$

También es posible emplear las Ecuaciones 4.87 y 4.88 como porcentajes. Esto se obtiene al multiplicar la Ecuación 4.87 por 100 y al dividir el término FPL entre 100 en la Ecuación 4.88.

De acuerdo con Boyce (2010), típicamente la caída de presión dentro de la cámara de combustión se encuentra en el rango del 2 al 8% con respecto a la presión de descarga del compresor. Es decir, una FPL de 0.02 a 0.08.

4.3.2.2.3 Modelo de la turbina de gases (expansor)

De manera similar al modelo de compresión, la turbina (o expansor) es modelado considerando el modelo exacto de entropías o con calores específicos constantes. No obstante, la mezcla está compuesta por los gases a la salida de la cámara de combustión (CO_2 , H_2O , N_2 y O_2).

Por consiguiente, para una expansión isentrópica a composición constante:

$$y_{\text{CO}_2} \cdot \Delta s_{\text{CO}_2} + y_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \Delta s_{\text{H}_2\text{O}} + y_{\text{N}_2} \cdot \Delta s_{\text{N}_2} + y_{\text{O}_2} \cdot \Delta s_{\text{O}_2} = 0 \quad 4.89$$

Por lo regular, la presión a la descarga de la turbina se encuentra sutilmente por encima de la presión atmosférica. El-Sayed (2017) menciona que la presión de descarga de la turbina se encuentra aproximadamente entre el 1 a 4 por ciento por encima de la presión ambiente. Para este trabajo, se considera un valor fijo del 1.5% sobre la presión ambiente.

Análogo al proceso de compresión, primero se determina la temperatura isentrópica de expansión (definida como T_{4s}) a partir de un método iterativo empleando las Ecuaciones 4.61, 4.63 y 4.89.

Con esta temperatura se obtiene la entalpía isentrópica a la descarga de la turbina. Dado que las condiciones a la entrada de la turbina (T_3 y P_3) son constantes y corresponden a las condiciones a la salida de la cámara de combustión (Figura 4.16); es posible calcular la entalpía real de descarga de la turbina al fijar un valor de eficiencia isentrópica y la ecuación de la eficiencia isentrópica de turbina (Ecuación 4.23).

$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad 4.23$$

Bajo este contexto, Baakeem et al. (2015) presentan una correlación que permite calcular la eficiencia isentrópica de una turbina con respecto a la razón de expansión de ésta. La razón de expansión (π_t) (análogo a la razón de compresión) es la razón entre la presión a la entrada de la turbina con respecto a la presión de descarga. En consecuencia:

$$\eta_{\text{turbina}} = 1 - \left[0.03 + \frac{\pi_t - 1}{180} \right] \quad 4.90$$

No obstante, está ecuación es opcional y para este trabajo se tomaron como referencia las eficiencias isentrópicas reportadas por Rodrigues et al. (2007) para turbinas industriales.

De manera análoga al proceso de compresión, la temperatura de descarga real, definida como T_4 , se obtiene a partir de un método iterativo teniendo como objetivo la entalpía real de descarga de la turbina:

$$h_4(T_4) = y_{\text{CO}_2} \cdot h_{\text{CO}_2}(T_4) + y_{\text{H}_2\text{O}} \cdot h_{\text{H}_2\text{O}}(T_4) + y_{\text{N}_2} \cdot h_{\text{N}_2}(T_4) + y_{\text{O}_2} \cdot h_{\text{O}_2}(T_4) \quad 4.91$$

Típicamente los gases a la descarga de turbinas de gas industriales poseen temperatura de entre los 500 y 650 °C, por lo que estos gases representan una fuente de energía térmica considerable.

En ese sentido, es posible utilizar estos gases para proveer de energía térmica al usarlos directamente o bien, mediante la generación de vapor de alta presión.

Finalmente, la potencia resultante por el proceso de expansión se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$W_{\text{turbina}} = m_{\text{gases}} \cdot (h_3 - h_4) \quad 4.92$$

Dado que parte de la potencia producida por la turbina (expansor) es utilizada por el compresor de aire, la potencia neta que es transmitida a proceso es:

$$W_{\text{neta}} = W_{\text{turbina}} - W_{\text{compresor}} \quad 4.93$$

De la misma forma que la turbina de vapor, la turbina requiere de un sistema mecánico y un generador para que la potencia bruta sea transformada en energía útil y es de esperarse que ocurran pérdidas durante la transformación de la energía. Por consiguiente, la energía eléctrica producida por la turbina es:

$$W_{\text{eléctrica}} = W_{\text{neta}} \cdot \eta_{\text{mecánica}} \cdot \eta_{\text{generador}} \quad 4.94$$

Así mismo, si tomamos en cuenta que la energía suministrada a la turbina proviene únicamente del calor de combustión, la eficiencia térmica de la turbina queda expresada como:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{eléctrica}}}{m_{\text{comb}} \cdot \text{LHV}_{\text{comb}}} \quad 4.95$$

4.3.2.2.4 Consideraciones en la operación a condiciones fuera de diseño (Off-design)

Por lo regular los fabricantes proveen de la información de desempeño de las turbinas a condiciones estándar (Tabla 4.11) y son frecuentemente designadas como las condiciones de diseño.

Sin embargo, en la práctica las turbinas no suelen operar siempre bajo estas condiciones y es de esperarse cambios sobre el desempeño de la turbina; principalmente sobre la potencia neta, el flujo másico de los gases y temperatura de los gases a la salida de la turbina (Flatebø, 2012).

Las condiciones ambientales como la temperatura y la presión atmosférica (por efecto del cambio de altura) son los principales factores que modifican el desempeño de la turbina (Flatebø, 2012; Hannemann, 2009). Cuando la temperatura del aire aumenta, la densidad disminuye y dado que las turbinas de gases son máquinas de volumen fijo, el flujo másico de aire a través del compresor disminuye. En consecuencia, la turbina genera menor potencia. Un efecto similar ocurre con la disminución en la presión atmosférica al operar a altitudes muy elevadas.

Sin embargo, es frecuente que solo se considere a la temperatura atmosférica como parámetro en la evaluación del desempeño en condiciones fuera de diseño (Baakeem et al., 2015; Erdem & Sevilgen, 2006; Ibrahim & Rahman, 2012; E. B. Silva et al., 2012).

De acuerdo con un estudio realizado por De Sa & Al Zubaidy (2011) en donde se evalúan los efectos del aumento de la temperatura ambiente sobre el desempeño de una turbina industrial: por cada grado Celsius sobre la temperatura a condiciones ISO, la turbina presenta una reducción del 0.1% en la eficiencia térmica y una disminución del 0.554% en la potencia de salida con respecto al desempeño sobre las condiciones de diseño (Condiciones ISO).

En ese contexto, la revista *Gas Turbine World Handbook* (2018) provee de algunos factores de ajuste rápido para predecir el desempeño de la turbina de gases a condiciones de sitio (o fuera de diseño) los cuales se presentan a continuación:

- Por cada °F (0.56°C) de aumento en la temperatura atmosférica sobre las condiciones ISO (15 °C) ocurre una reducción del 0.4% en la potencia de salida y un aumento del 0.1% en el flujo de energía (Heat Rate).
- Por cada 1000 pies de altura sobre el nivel de mar, ocurre una reducción del 3.5% en la potencia de salida de la turbina.

La eficiencia térmica de la turbina puede ser calculada al dividir 3412 BTU/kWh entre el flujo de calor (Heat Rate) expresado en BTU/kWh (Tabla 4.11).

Estos factores resultan bastante útiles como referencia para el desempeño de la turbina en general a condiciones diferentes a las de diseño. Sin embargo, para un análisis más riguroso se emplean diagramas característicos (o de desempeño) para el compresor y la turbina de gases (expansor). Ejemplos de estos diagramas se encuentran representados en la Figura 4.17 y la Figura 4.18.

Estos diagramas pueden encontrarse expresados en parámetros pseudo-adimensionales como el flujo no-dimensional (Ecuación 4.96), la velocidad no-dimensional (Ecuación 4.97) y la razón de compresión (π_c) (El-Sayed, 2017).

$$m\sqrt{T_1}/P_1 \quad 4.96$$

$$N/\sqrt{T_1} \quad 4.97$$

Donde: m es el flujo másico, T_1 es la temperatura a la entrada del compresor y N la velocidad rotacional.

También pueden ser representados con respecto las condiciones atmosféricas estándar (15°C y 1.013 bar) denominados flujo másico corregido (Ecuación 4.98) y la velocidad angular corregida (Ecuación 4.99).

$$m\sqrt{(T_1/T_0)}/(P_1/P_0) = m\sqrt{\theta}/\delta \quad 4.98$$

$$N/\sqrt{(T_1/T_0)} = N/\sqrt{\theta} \quad 4.99$$

O bien, normalizados con respecto a las condiciones de diseño (Ecuaciones 4.100 y 4.101). En este último caso los parámetros son adimensionales.

$$(m\sqrt{T_1}/P_1)/(m\sqrt{T_1}/P_1)_{\text{diseño}} \quad 4.100$$

$$(N/\sqrt{T_1})/(N/\sqrt{T_1})_{\text{diseño}} \quad 4.101$$

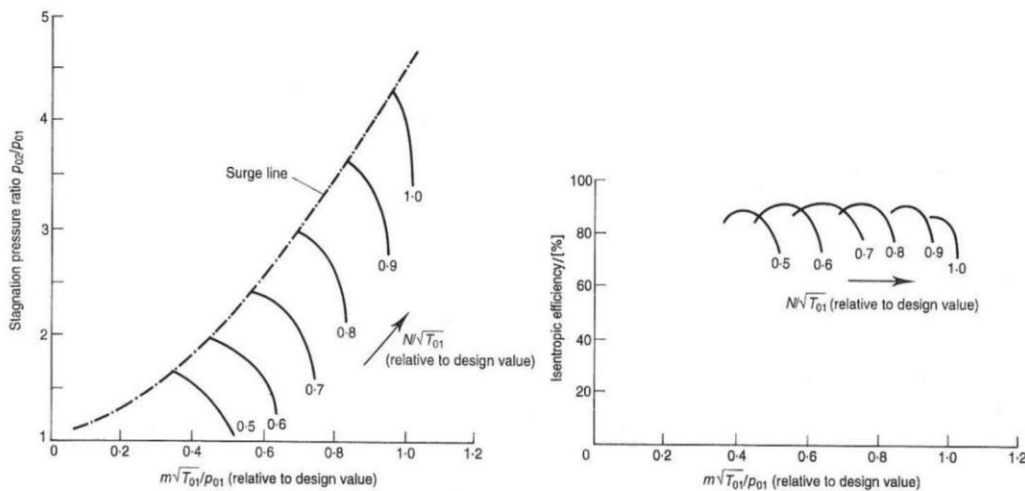


Figura 4.17: Diagramas de desempeño o característicos de un compresor axial. Adaptado de Flatebø (2012).

Para el caso del compresor, el diagrama se encuentra dividido por dos líneas de operación. La primera, que se encuentra del lado izquierdo, representa la zona de *Surging* o la línea de *Surge* (por su traducción del inglés). Es altamente recomendable no operar cerca de estas zona, caracterizada por un flujo violento y pulsante, que podrían ocasionar daños irreversibles a la turbina e incluso su destrucción total (Boyce, 2010; El-Sayed, 2017; Flatebø, 2012; Razak, 2007). Esto ocurre frecuentemente cuando se opera a velocidad constante (líneas verticales) y el flujo másico disminuye demasiado a tal punto que el compresor no puede proveer de la presión de descarga deseada (Klaus & Rainer, 2019).

Los diagramas de desempeño para la turbina (o expansor) son similares a los del compresor, sin embargo, en este caso se utilizan las condiciones a la entrada de la turbina (o salida de la cámara de combustión) y se cambia la razón de compresión por la expansión (π_t). Así mismo, la turbina no presenta el inconveniente del *surging* por lo que la razón de expansión no se ve limitada.

No obstante, en la turbina ocurre un fenómeno en donde el flujo no dimensional se mantiene prácticamente constante a cierta razón de compresión, también denominada condición ahogada o *choked* (por su traducción del inglés). Un ejemplo de este estado de operación se presenta en la Figura 4.18 en donde las hojas fijas de la turbina (*nozzles o stators*, por su traducción del inglés) se encuentran bajo esta condición.

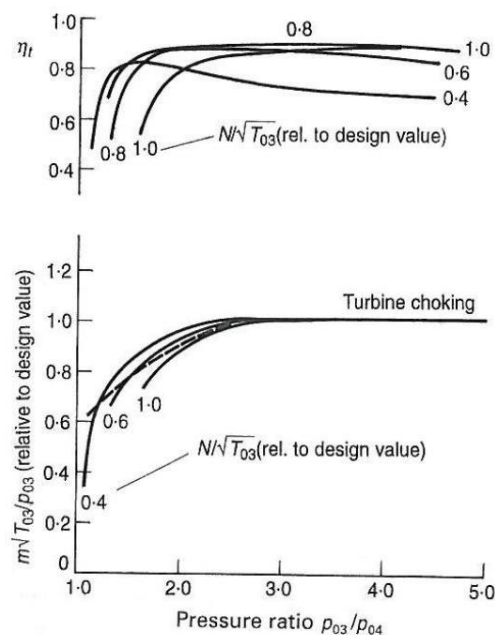


Figura 4.18: Diagrama característico de una turbina (expansor). Adaptado de Flatebø (2012).

Para una explicación más detallada en el uso de estos diagramas, se recomienda leer a Razak (2007), Flatebø (2012), El-Sayed (2017) y Klaus & Rainer (2019).

Los mapas característicos del compresor y de la turbina son normalmente obtenidos por experimentación y se encuentran raramente disponibles en la literatura abierta. No obstante, es posible predecir el comportamiento fuera de diseño de la turbina a partir de modelos matemáticos sencillos y algunas suposiciones.

En ese sentido, Olav (2010) presenta dos modelos matemáticos para predecir el desempeño de una turbina a condiciones fuera de diseño, tomando como referencia las condiciones estándar de diseño provistas por el fabricante y las siguientes suposiciones:

- La turbina es de un solo eje (single shaft).
- Las eficiencias isentrópicas del compresor y la turbina permanecen constantes (independientemente de la carga).
- Las líneas de velocidad reducida son verticales (Figura 4.17), dicho comportamiento es característico de compresores axiales de gran tamaño.
- Se asume que la turbina se encuentra en estado ahogado (choked) (Figura 4.18).

Las turbinas son dispositivos con un volumen constante y es posible asumir que el flujo volumétrico y la velocidad axial como constantes. Con esta suposición, se obtiene la siguiente relación para las condiciones de succión en el compresor:

$$\frac{m_{\text{actual}}}{m_{\text{diseño}}} = \frac{P_{\text{actual}}}{P_{\text{diseño}}} \cdot \frac{R_{\text{diseño}}}{R_{\text{actual}}} \cdot \frac{T_{\text{diseño}}}{T_{\text{actual}}} \cdot \frac{A_{\text{actual}}}{A_{\text{diseño}}} \quad 4.102$$

Donde: R es la constante del gas específica (constante universal dividida entre el peso molecular del aire), P es la presión, T la temperatura en Kelvin y A el área transversal.

Esta ecuación está basada en la ecuación del gas ideal y la ecuación de la continuidad, y es usada para relacionar la condición actual de operación con las de diseño (típicamente las condiciones ISO). Esta ecuación puede simplificarse al considerar un área transversal constante (Olav, 2010).

En consecuencia:

$$\frac{m_{\text{actual}}}{m_{\text{diseño}}} = \frac{P_{\text{actual}}}{P_{\text{diseño}}} \cdot \frac{T_{\text{diseño}}}{T_{\text{actual}}} \quad 4.103$$

Esta última ecuación es importante de tal forma que se puedan entender la sensibilidad de varios parámetros con respecto al flujo del compresor, tomando en cuenta que la potencia generada por la turbina es proporcional al flujo másico incidente. En ese sentido, una reducción en la presión atmosférica (por efecto de un cambio en la altura local) provocaría una reducción en el flujo másico; lo mismo ocurriría si la temperatura atmosférica aumentara.

Una expresión similar es presentada por Saturday & Promise (2020) en función únicamente de la temperatura considerando flujo volumétrico constante:

$$m_{\text{actual}} = m_{\text{diseño}} \cdot \frac{T_{\text{diseño}}}{T_{\text{actual}}} \quad 4.104$$

Para el caso de la turbina. Dado que se asumió que opera a flujo ahogado (choked) entonces es posible predecir el comportamiento en condiciones fuera de diseño a partir de la siguiente expresión:

$$\frac{m_3}{P_3} \cdot \sqrt{\frac{T_3}{PM_3}} = \text{Constante} \quad 4.105$$

Donde: m es el flujo másico en kg/s, T es la temperatura en Kelvin, P es la presión en bar y PM el peso molecular. Todos estos parámetros evaluados a las condiciones de salida de la cámara de combustión (o entrada de la turbina).

Está ecuación es conocida como la ecuación de flujo ahogado (*Choked Nozzle Equation*, por su traducción del inglés) y es ampliamente utilizada para evaluar el desempeño de las turbinas de gas a diferentes condiciones de operación (Boyce, 2010; Chacartegui et al., 2013; Flatebø, 2012; Kim et al., 2010, 2011; Olav, 2010; Rodrigues et al., 2007; Sánchez et al., 2010).

En ese sentido, dado que el flujo no dimensional permanece constante, es posible predecir las condiciones de operación con base en las de diseño a partir de la siguiente expresión generalizada:

$$\frac{P_{3\text{actual}}}{P_{3\text{diseño}}} = \frac{m_{3\text{actual}}}{m_{3\text{diseño}}} \sqrt{\frac{T_{3\text{actual}}}{T_{3\text{diseño}}} \cdot \frac{PM_{\text{diseño}}}{PM_{\text{actual}}}} \quad 4.106$$

Esta ecuación permite determinar el cambio en la presión de la turbina con respecto a la temperatura, flujo másico y peso molecular de los gases de combustión. Y dado que la turbina se encuentra conectada con el compresor por medio de la cámara de combustión es posible determinar la presión de descarga del compresor, así como, la razón de compresión (Olav, 2010).

A este procedimiento de conexión entre la turbina y el compresor mediante la cámara de combustión se le conoce como *Component matching* (Flatebø, 2012; Saturday & Promise, 2020). Sin embargo, cuando se utiliza este procedimiento es común que se empleen diagramas característicos del compresor y la turbina como los presentados anteriormente, pero dada su escasez de estos en la literatura abierta y por el hecho de que no son del todo explícitos, múltiples investigadores recurren a modelos simplificados como los presentados en las Ecuaciones 4.103 y 4.106.

Otro aspecto importante en la operación de la turbina es el combustible empleado. Por lo regular, los fabricantes presentan los datos de desempeño empleando gas natural (o gas metano) como combustible estándar (a menos que se especifique lo contrario). Sin embargo, dado que no siempre se encuentra disponible gas natural, los fabricantes han optado por modificar sus turbinas para ser más flexibles en cuestión de combustibles, en donde se incluye el gas de síntesis. Ejemplos de ello son las turbinas 6F.03 y 6B.03 de General Electric y la AE94.2K de Ansaldo Energía. No obstante, a pesar de la flexibilidad de estas turbinas, el combustible estándar sigue siendo el gas natural (o gas metano).

El gas de síntesis es un combustible con un poder calorífico sumamente bajo como resultado de la alta presencia de gases inertes contenidos dentro de éste. Como regla general, el gas de síntesis producto de la gasificación por aire posee 1/10 parte del poder calorífico del gas natural (50 MJ/kg) e incluso menos (Sánchez et al., 2010). Por consiguiente, es de esperarse que se requiera una mayor cantidad de combustible para alcanzar la misma temperatura a la entrada de la turbina (T_3) cuando se utiliza gas natural. Este hecho resulta benéfico desde un punto de vista energético, puesto que el flujo másico a la entrada de la turbina aumenta considerablemente y como resultado, se obtiene una mayor cantidad de potencia de salida.

En ese contexto, E. B. Silva et al. (2012) presentan un análisis del desempeño de una turbina de gas al utilizar gas natural y dos tipos de gas de síntesis con poderes caloríficos de alrededor de 5 MJ/kg.

En dicho análisis se concluyó que la potencia de salida en todos los casos que se utilizó gas de síntesis como combustible era superior a comparación de la turbina que utilizaba gas natural.

Un hecho similar es reportado por Sánchez et al. (2010) en donde se analiza el desempeño de una turbina de gas a condiciones ISO utilizando gas de síntesis como combustible con respecto al desempeño al desempeño obtenido al emplear gas natural. En dicho análisis se utilizaron 9 tipos diferentes de gas de síntesis con poderes caloríficos de entre 17 a 3 MJ/kg y en todos los casos, la potencia neta producida era superior con respecto al gas natural. En este último, se utilizó la Ecuación 4.106 para predecir el desempeño de la turbina con gas natural y gas de síntesis.

Sin embargo, tomando en cuenta que por lo regular las turbinas se encuentran en condiciones de ahogamiento (choked), el aumento del flujo másico recaería sobre un incremento en la presión de descarga del compresor y, por ende, en la razón de compresión.

Esto resulta riesgoso desde un punto de vista operativo, puesto que los compresores se llevan a presiones por encima de su valor máximo permisible, es decir, recaen en condiciones muy cercanas e inclusive superiores a la línea de *surging* (Chacartegui et al., 2013; Hannemann, 2009; Kim et al., 2011; Rodrigues et al., 2007; E. B. Silva et al., 2012).

Para sobrellevar este problema, múltiples investigadores destacan la extracción de aire para reducir el riesgo por *surging* cuando se utiliza gas de síntesis como combustible (Hannemann, 2009; Rodrigues et al., 2007; E. B. Silva et al., 2012).

Es decir, se extrae una porción de aire de la descarga del compresor de tal forma que el flujo másico a la entrada de la turbina (expansor) sea equivalente al flujo másico cuando se utiliza gas natural como combustible. Esta estrategia ha sido empleada en procesos de gasificación en donde el aire extraído es redirigido a sistemas de separación de aire en plantas donde se gasifica carbón con oxígeno a altas presiones (Hannemann, 2009; Kim et al., 2010; Olav, 2010; E. B. Silva et al., 2012).

Bajo ese contexto, para este trabajo se plantea una metodología similar. Sin embargo, en este caso el aire extraído de la turbina es suministrado directamente al gasificador (Figura 4.19). Una propuesta similar es presentada por Consonni & Larson (1994) para un sistema de ciclo combinado por gasificación de biomasa lignocelulósica empleando gasificadores de alta presión.

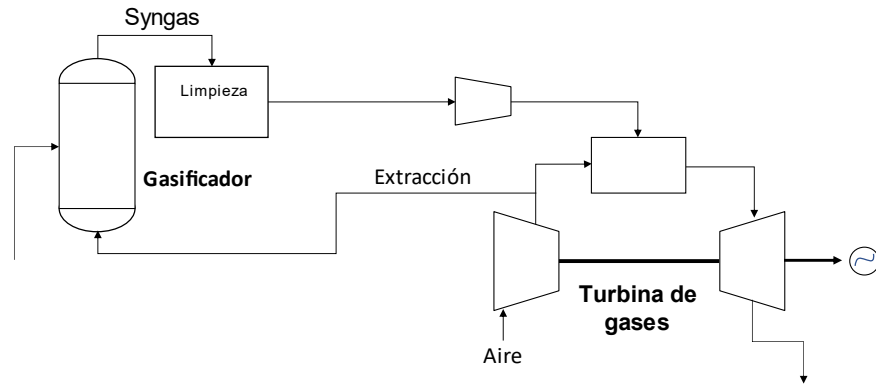


Figura 4.19: Esquema del sistema de gasificación integrado con el compresor de turbina.

Por lo regular, es posible extraer hasta un 20% de todo el aire succionado sin requerir una modificación exhaustiva en el compresor (Brooks J., n.d.). E. B. Silva et al. (2012) consideraron la extracción de entre el 11-13% del aire succionado por el compresor con el fin de alcanzar las condiciones de diseño de la turbina de gases a diferentes temperaturas ambientales. En otro análisis, Rodrigues et al. (2007) consideraron la extracción de entre el 6-8% del aire succionado para reducir el peligro por *surging* al utilizar gas de síntesis como combustible.

Como se mencionó en apartados anteriores, el diseño de la turbina de este trabajo parte de datos de turbinas comercialmente disponibles. La turbina selecta para la planta con capacidad base (493 ton/h de caña procesada) es la GE 6F.03, ya que esta turbina ha sido utilizada anteriormente en procesos donde se involucran plantas de ciclo combinado por gasificación (Copa Rey et al., 2021; Olav, 2010). Las características de diseño a condiciones ISO de esta turbina se presentaron en la Tabla 4.11.

Por consiguiente, la metodología de ajuste de la turbina está compuesta de tres etapas:

1. Ajuste de la turbina a condiciones de diseño (Condiciones ISO)
2. Ajuste a condiciones de sitio (25 °C y 1.013 bar)
3. Ajuste por cambio de combustible (Syngas)

En la primera etapa, aproxima el desempeño de la turbina a partir de los datos de fabricante a condiciones ISO. Para ello, se utilizan los modelos del compresor, la cámara de combustión y la turbina descritos en apartados anteriores (Ecuaciones 4.60 a 4.95).

Como resultado, se obtienen la temperatura de los gases a la salida de la cámara de combustión (T_3), la caída de presión en la cámara de combustión, las eficiencias isentrópicas del compresor, del expansor, y la eficiencia del generador de turbina.

En esta primera etapa es utilizado como combustible un gas conformado 100% por gas metano y es suministrado frío (25 °C) a la cámara de combustión; por lo que únicamente se toma en cuenta la energía liberada por el proceso de combustión y son utilizadas las Ecuaciones 4.84 y 4.86 para analizar el comportamiento de la cámara de combustión. En ese contexto, el flujo de combustible es aproximado a partir de la Ecuación 4.82, el flujo de aire estequiométrico es calculado por la Ecuación 4.81 y la cantidad de aire real se obtiene al sustraer el flujo de combustible del flujo total provisto como dato por el fabricante (Tabla 4.11).

En la segunda etapa se predice el desempeño condiciones de sitio (25 °C y 1.013 bar) a partir de los parámetros obtenidos en la etapa 1. Primero es calculado el flujo de aire en el compresor por la Ecuación 4.103. La cantidad de combustible se obtiene a partir de la Ecuación 4.84 tomando como referencia el flujo de combustible obtenido por la Ecuación 4.82 y los factores de ajuste provistos por *Gas Turbine World* previo a la Ecuación 4.96. Finalmente, se ajusta el comportamiento de la turbina con la Ecuación 4.106 manteniendo la temperatura de salida de la cámara de combustión (T_3) igual a la obtenida en la etapa 1.

En la tercera etapa es evaluado el desempeño de la turbina utilizando gas de síntesis con los parámetros obtenidos en la etapa 2. Sin embargo, en este proceso se considera la energía sensible contenida del gas alimentado a la cámara de combustión. Por consiguiente, se utiliza la Ecuación 4.83 para la evaluación a la cámara de combustión y así, estimar el syngas requerido por la turbina hasta alcanzar la temperatura de los gases a la salida de la cámara de combustión de la etapa 1.

El flujo de aire a través del compresor de la etapa 2 (sin extracciones) se mantiene constante en la etapa 3. En ese sentido, se extrae parte del aire a la descarga del compresor y es redirigido al proceso de gasificación, lo que implica una pérdida parcial de potencia. Sin embargo, este procedimiento reduce el riesgo por *surging*. Así mismo, se utiliza la Ecuación 4.106 para evaluar los cambios en la presión de descarga del compresor por efecto del cambio de combustible y por el aumento del flujo másico a la entrada del expansor por el uso de gas de síntesis.

Así mismo, en las etapas 2 y 3 se mantienen constantes las eficiencias isentrópicas, la caída de presión de la cámara de combustión y la eficiencia de combustión con respecto a los valores obtenidos en la etapa 1. La eficiencia de combustor se fijó en un valor del 99.9% tomando en cuenta que las reacciones de combustión son completas (Boyce, 2010).

En la Figura 4.20 se presenta un esquema del procedimiento de ajuste de la turbina desde las condiciones de diseño (etapa 1), seguido del ajuste a las condiciones de sitio (etapa 2) y finalmente por cambio de combustible (etapa 3).

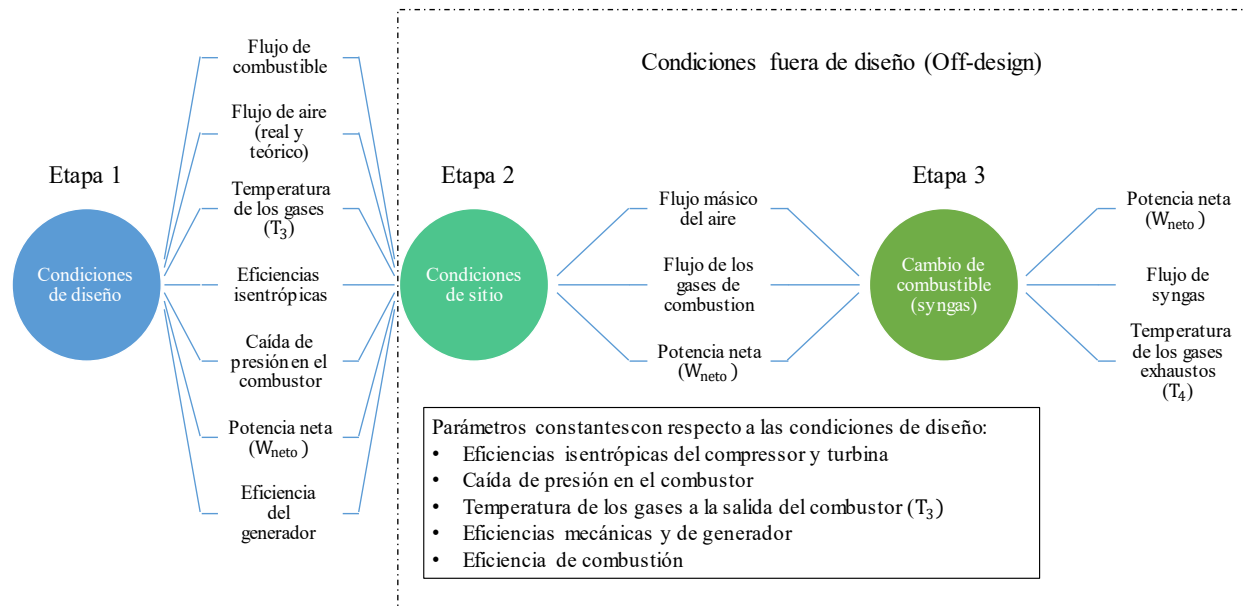


Figura 4.20: Esquema general para el ajuste y modelado de la turbina de gas a partir de datos comerciales.

4.3.2.3 Generador de vapor por recuperación de calor (HRSG)

Una desventaja en el uso de turbinas de gas resulta en que solo una fracción de la energía provista por el combustible es transformada a potencia por la turbina. Gran parte de la energía se encuentra contenida en los gases a la salida de la turbina, cuyas temperaturas se encuentran típicamente por encima de los 500 °C (El-Sayed, 2017).

Estos gases representan una importante fuente de suministro térmico, y es posible utilizarlos directamente para proveer energía térmica o bien, para la producción de vapor a partir de generadores de vapor por recuperación de calor o *HRSG* (por sus siglas en inglés).

La ventaja en el uso de generadores de vapor radica en la posibilidad de producir vapor a altas presiones y temperaturas para uso en turbinas de vapor. Como resultado, se obtiene un extra de potencia eléctrica y el vapor exhausto puede ser utilizado para suministro térmico a proceso (cogeneración), o en su defecto, ser llevado a condiciones de condensación para la producción íntegra de potencia eléctrica (Hannemann, 2009). Favoreciendo la eficiencia energética del ciclo.

A este proceso, en donde se combina una turbina de gases, un generador de vapor (HRSG) y una turbina de vapor se le conoce como ciclo combinado, puesto que involucra la operación en conjunto de dos ciclos: ciclo Brayton (ciclo superior) y ciclo Rankine (ciclo inferior). En la Figura 1.2 se presentó una ilustración de un ciclo combinado básico de una planta termoeléctrica.

Un generador de vapor (HRSG) es un equipo conformado por una serie de intercambiadores de calor. En su forma más sencilla se encuentra compuesto por un economizador, un evaporador y un sobrecalentador para producir vapor a una sola presión (Flatebø, 2012; Hannemann, 2009).

El proceso de operación de un generador de vapor de una sola presión inicia con el precalentamiento del agua proveniente del desgasificador en el economizador, hasta alcanzar una temperatura cercana a la temperatura de saturación. En el evaporador, el agua proveniente del economizador es evaporada a presión y temperatura constantes. Por último, en el sobrecalentador se utiliza energía de alto valor (temperatura) de los gases de combustión provenientes de la turbina para sobrecalentar el vapor a la salida del evaporador. Este vapor sobrecalentado es después suministrado a una turbina de vapor.

En la Figura 4.21 se presenta el esquema de un ciclo combinado conformado por una turbina de gas y un generador de una sola presión (economizador, evaporador y sobrecalentador).

En arreglos más complejos es posible producir hasta dos o tres niveles de presión diferentes e inclusive aumentar la temperatura de los gases exhaustos a la entrada con fuego suplementario (Eriksen, 2017). Sin embargo, es preferible el uso de generadores sin fuego suplementario puesto que son más económicos y de diseño más simple (Nkoi & Lebele-Alawa, 2015).

En la Figura 4.22 se muestran los perfiles de temperatura típicos de un generador de vapor de una sola presión sin fuego suplementario. La línea roja representa el perfil de temperatura de los gases a la salida de la turbina y la línea azul representa el perfil del agua/vapor circulante a través del generador de vapor.

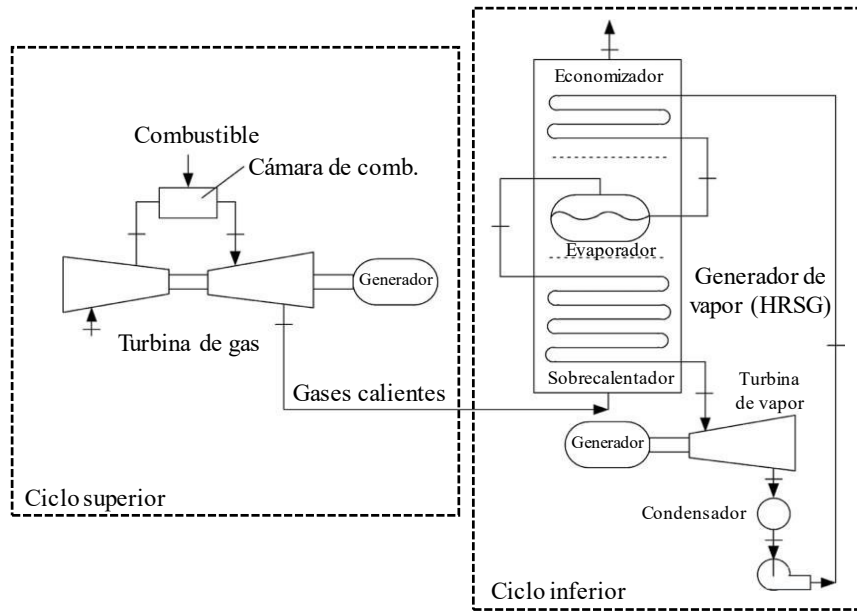


Figura 4.21: Sistema de ciclo combinado utilizando un generador de vapor de una sola presión. Adaptado de (El-Sayed, 2017).

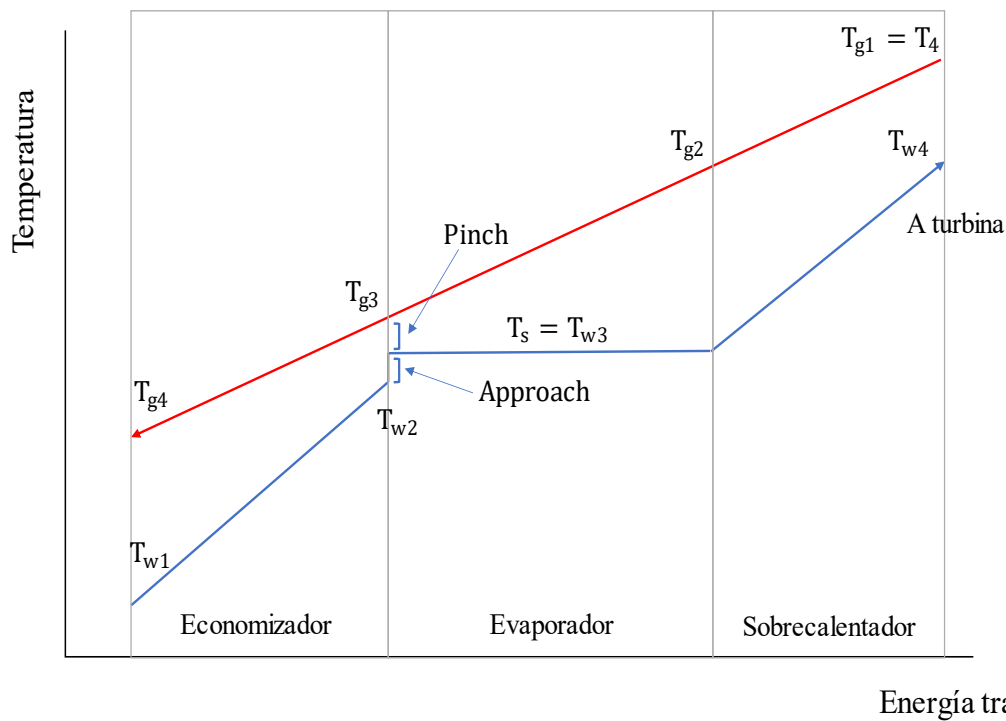


Figura 4.22: Perfil de temperatura de un generador de vapor de una sola presión sin fuego suplementario, la temperatura T_4 corresponde a la temperatura de descarga de la turbina con respecto a la Figura 4.12.

Múltiples investigadores destacan el uso de generadores de una sola presión en procesos de gasificación por biomasa en donde parte de la energía de los gases a la salida de la turbina es utilizada para el secado de la biomasa (Dias, Modesto, et al., 2011; Ensinas et al., 2007; Pedroso et al., 2017; Rodrigues et al., 2007).

Así mismo, es recomendable una temperatura de al menos 200 °C en los gases a la salida del generador de vapor con el fin de obtener un secado adecuado. Por consiguiente, para este trabajo se consideró el uso un generador de vapor de una sola presión (Figura 4.21).

Los modelos termodinámicos utilizados en la evaluación del generador de vapor (HRSG) basados en la Figura 4.21 y la Figura 4.22 se presentan a continuación.

La cantidad máxima de calor que puede ser recuperada de lo gases a la salida de la turbina se aproxima a partir de la siguiente expresión:

$$Q_{\text{total}} = m_{\text{gases}} \cdot \Delta h_{\text{gases}} = m_{\text{gases}} \cdot C_{p(\text{gases})} \cdot (T_{g1} - T_{\text{rocío}}) \quad 4.107$$

Donde: m_{gases} es el flujo másico a la salida de la turbina de gas, Δh_{gases} es la diferencia de entalpía de los gases evaluada desde la temperatura de descarga de la turbina hasta la temperatura de rocío de los gases, $C_{p(\text{gases})}$ es el calor específico promedio de los gases, T_{g1} es la temperatura a la salida de la turbina y $T_{\text{rocío}}$ es la temperatura de rocío de los gases exhaustos.

El calor específico de los gases es calculado a partir de la siguiente expresión (considerando que los productos a la salida de la turbina son gases ideales) (Moran et al., 2014):

$$C_{p(\text{gases})} = \sum_i y_i \cdot C_{pi}(T_{\text{prom}}) = \frac{\Delta h_{\text{gases}}}{(T_{g1} - T_{\text{rocío}})} = \frac{(\sum_i y_i \cdot \Delta h_i)}{(T_{g1} - T_{\text{rocío}})} \quad 4.108$$

Donde: Δh_i es la diferencia de entalpía de la especie i presente en los gases de combustión evaluada desde la temperatura a la salida de la turbina hasta la temperatura de rocío y T_{prom} es la temperatura promedio para obtener el calor específico de los gases ($C_{p(\text{gases})}$).

En ese sentido, la cantidad de energía recuperada por el generador de vapor es:

$$Q_{\text{HRSG}} = m_{\text{gases}} \cdot C_{p(\text{gases})} \cdot (T_{g1} - T_{g4}) = m_{\text{vapor}} \cdot (h_{w4} - h_{w1}) \quad 4.109$$

Durante el diseño básico de recuperadores de calor se destacan dos parámetros de diseño fundamentales: el punto pinch y el punto de acercamiento (*approach point*, por su traducción del inglés). Ambos se encuentran representados de manera gráfica en la Figura 4.22.

El punto pinch se refiere a la diferencia entre la temperatura de los gases a la salida del evaporador y de la temperatura de saturación (T_s) en el evaporador.

$$T_{\text{pinch}} = T_{g3} - T_{w3} \quad 4.110$$

El punto de acercamiento (o *approach point*) se refiere a la diferencia de temperatura entre el agua a la salida del economizador y la temperatura de saturación de la mezcla agua/vapor en el evaporador. Esta diferencia de temperatura es utilizada para evitar que ocurra evaporación dentro del economizador y se presenten bloqueos en el flujo de agua (Boyce, 2010; Flatebø, 2012).

$$T_{\text{app}} = T_{w3} - T_{w2} \quad 4.111$$

De acuerdo con Boyce (2010) la temperatura pinch y de acercamiento se encuentran comúnmente en el rango de 8 a 22 °C y 5.5 a 11 °C, respectivamente.

Bajo este contexto, la cantidad de vapor producida es calculada a partir de un balance de energía alrededor del evaporador y sobrecalentador:

$$m_{\text{vapor}} = \frac{m_{\text{gases}} \cdot C_{p(\text{gases})} \cdot (T_{g1} - T_{g3})}{(h_{w4} - h_{w2})} \quad 4.112$$

Alternativamente, es posible analizar el calor suministrado al evaporador y sobrecalentador de manera separada puesto que las ecuaciones 4.112, 4.113 y 4.114 son equivalentes (El-Sayed, 2017). En consecuencia:

$$Q_{\text{evaporador}} = m_{\text{vapor}} \cdot (h_{w3} - h_{w2}) = m_{\text{gases}} \cdot C_{p(\text{gases})} \cdot (T_{g2} - T_{g3}) \quad 4.113$$

$$Q_{\text{sobrecalentador}} = m_{\text{vapor}} \cdot (h_{w4} - h_{w3}) = m_{\text{gases}} \cdot C_{p(\text{gases})} \cdot (T_{g1} - T_{g2}) \quad 4.114$$

El flujo de vapor es determinado a partir de la Ecuación 4.113. Estas ecuaciones resultan útiles cuando se analiza el comportamiento del generador de vapor desde un punto de vista gráfico. Ya que permite distribuir cada componente del generador de vapor y graficar un perfil de temperatura similar al mostrado en la Figura 4.22 (Nkoi & Lebele-Alawa, 2015).

Para el caso del economizador, el balance es el mismo para ambas vías:

$$Q_{\text{economizador}} = m_{\text{gases}} \cdot C_p(\text{gases}) \cdot (T_{g1} - T_{g2}) = m_{\text{vapor}} \cdot (h_{w2} - h_{w1}) \quad 4.115$$

Así mismo, en ambas vías se debe de cumplir el criterio de las ecuaciones 4.109 y 4.116.

$$Q_{\text{HRSG}} = Q_{\text{economizador}} + Q_{\text{evaporador}} + Q_{\text{sobrecalentador}} \quad 4.116$$

Cabe destacar que la temperatura, presión y flujo másico del vapor a la salida del generador están en función de la temperatura y flujo másico de los gases a la salida de la turbina.

Además, los modelos de turbina de vapor, desgasificador y bombas descritos en el esquema por combustión directa son utilizados también para el ciclo combinado. Sin embargo, dado que el proceso definido en el caso de estudio requiere un elevado flujo másico de vapor, únicamente se considera el uso de turbinas de contrapresión. Así mismo, se asume que el agua entra al generador de vapor a una presión de 1.2 veces la presión de vapor.

4.3.2.4 Secador de biomasa por gases exhaustos

Como se mencionó en apartados anteriores, uno de los requisitos del sistema de gasificación radica en que la humedad contenida dentro de la biomasa debe estar entre el 10 y 20%. Esto permite que el bagazo adquiera un mayor poder calorífico y el gasificador posea eficiencias de gas frío por encima del 70% (Pedroso et al., 2017). Para ello se utilizan los gases exhaustos provenientes del generador de vapor (HRSG). Esta forma de operación es frecuente cuando se utiliza biomasa con un alto contenido de humedad en procesos de gasificación y turbina de gases.

Así mismo, se mencionó que la temperatura de los gases a la entrada del secador (o salida del generador de vapor) deben de estar a temperaturas no menores de 200 °C con el fin de obtener un secado de biomasa completo. En ese contexto, la temperatura mínima permisible de enfriamiento de estos gases corresponde a la temperatura de rocío, sin embargo, esto reflejaría equipos de grandes dimensiones.

El modelo para describir el comportamiento del secador fue desarrollado a partir de balances de materia y energía considerando el volumen de control de la Figura 4.23. Un modelo similar es descrito por Shrivastav & Hussain (2013) en donde se analiza el impacto del secado de bagazo por gases exhaustos para aplicaciones en cogeneración.

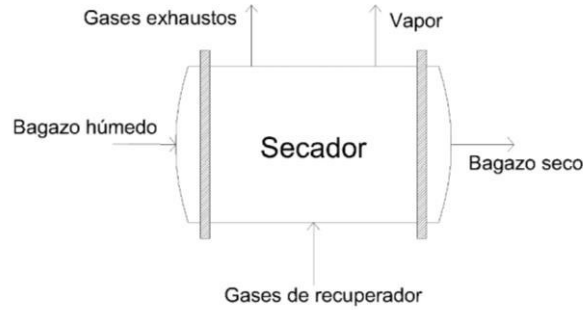


Figura 4.23: Volumen de control propuesto para el secador de bagazo.

En este modelo se asume que el contenido de bagazo seco (fibra) se mantiene constante y solo adquiere calor sensible. Así mismo, se considera que parte del agua del bagazo a la entrada del secador se evapora y el remanente de agua es precalentado a la misma temperatura de salida que el bagazo seco. Dicha temperatura fue fijada en 70 °C con referencia a los datos reportados por Rodrigues et al. (2007) donde utilizan gases exhaustos para el secado de biomasa. Además, se asume que el vapor a la salida del secador está en condiciones de sobresaturación (calidad = 1).

El calor específico del bagazo seco (fibra) corresponde a un valor de 1.4 kJ/kg-K y fue tomado de un trabajo publicado por Myers & Mitchell (2016). El balance de energía propuesto para el secador se presenta en las Ecuaciones 4.117 y 4.118.

$$m_{\text{agua(entrada)}} \cdot h_{\text{agua(entrada)}} + Q_{\text{secador}} = m_{\text{bagazo(seco)}} \cdot C_{p\text{bagazo(seco)}} \cdot \Delta T + m_{\text{vapor}} \cdot h_v + m_{\text{agua(salida)}} \cdot h_{\text{agua(salida)}} \quad 4.117$$

$$Q_{\text{secador}} = m_{\text{gases}} \cdot C_{p(\text{gases})} \cdot (T_{\text{recuperador}} - T_{\text{exhausto}}) \quad 4.118$$

Donde: Q_{secador} es el calor transferido por los gases provenientes del generador de vapor (HRSG) y ΔT es la diferencia de temperatura del bagazo a la salida y entrada del secador.

Los flujos de bagazo a la entrada y salida del secador son calculados a partir de la Ecuación 4.6 y el flujo de vapor a la salida del secador corresponde a la diferencia entre los flujos máscicos de bagazo a la entrada y salida del secador:

$$m_{\text{vapor}} = m_{\text{bagazo}(h=50\%)} - m_{\text{bagazo}(h=15\%)} \quad 4.119$$

En el apartado del generador de vapor se definió que el calor específico de los gases exhaustos es evaluado desde la temperatura de descarga de la turbina hasta la temperatura de rocío (Ecuación 4.108). Esto se hizo con el propósito de obtener un calor específico constante durante toda la transferencia de energía de los gases y mantener un perfil de enfriamiento constante (Figura 4.24). Al relacionar esto con la Ecuación 4.107 y la Ecuación 4.108, obtenemos que:

$$\sum_i y_i \int_{T_{\text{rocío}}}^{T_4} C_{p_i} dT = C_{p(\text{gases})} \cdot (T_4 - T_3) + C_{p(\text{gases})} \cdot (T_3 - T_2) + C_{p(\text{gases})} \cdot (T_2 - T_{\text{rocío}}) \quad 4.120$$

En consecuencia, la cantidad de calor total (Q_{total}) corresponde a la suma de la cantidad de calor transferida al generador de vapor, al secador y de los gases a la salida del secador:

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{ambiente}} + Q_{\text{secador}} + Q_{\text{HRSG}} \quad 4.121$$

Donde: La cantidad total de calor (Q_{total}) se definió en la Ecuación 4.107, la energía recuperada por el generador de vapor (Q_{HRSG}) en la Ecuación 4.116 y la energía transferida al secador (Q_{secador}) en la Ecuación 4.118.

Finalmente, la energía cedida al ambiente tras el secado de la biomasa (con respecto a la Figura 4.23 y la Figura 4.24) es:

$$Q_{\text{ambiente}} = m_{\text{gases}} \cdot C_{p(\text{gases})} \cdot (T_{\text{exhausto}} - T_{\text{rocío}}) \quad 4.122$$

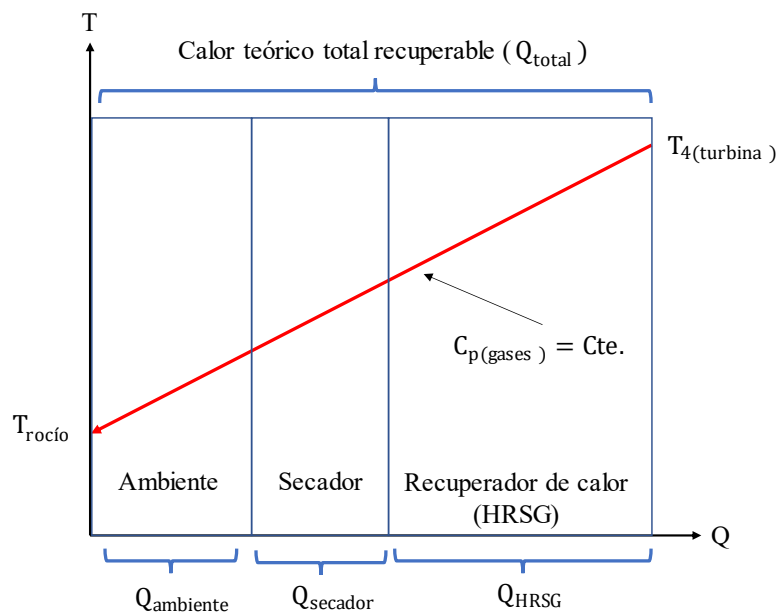


Figura 4.24: Trayectoria de enfriamiento de los gases a la salida de la turbina.

Cabe mencionar que la temperatura a la descarga del generador de vapor está sujeta a la temperatura de los gases a la entrada del secador. Es decir, primero se obtiene la temperatura de los gases requerida por el secador y esta será después utilizada sobre el generador de vapor.

4.3.3 Sistemas de enfriamiento auxiliar

4.3.3.1 Sistema de enfriamiento por compresión de vapor

El propósito de los sistemas de refrigeración es mantener una región fría a una temperatura inferior a la temperatura de sus alrededores (Moran et al., 2014). El sistema de enfriamiento por compresión es un equipo basado en un ciclo termodinámico en donde se utiliza un fluido de trabajo, denominado refrigerante, para remover energía de una corriente externa. Estos equipos son ampliamente utilizados para acondicionamiento de aire de grandes espacios, aunque también de manera industrial con propósitos de refrigeración (Lian et al., 2010; Marechal et al., 2013).

Existe una amplia variedad de refrigerantes utilizados para lograr este efecto, en general estos son seleccionados de acuerdo con su desempeño, seguridad de manejo e impacto ambiental. Los refrigerantes pueden ser sintéticos como el R-11 y el R-12 los cuales están conformados por clorofluorocarbonos (CFC) y el R-134a conformado por hidrofluorocarbonos (HFC). Sin embargo, pese a su buen desempeño y seguridad de uso, estos refrigerantes representan un riesgo atmosférico sobre la capa de ozono y también son precursores del cambio climático (Moran et al., 2014).

Por otra parte, se encuentran los refrigerantes naturales como el Amoníaco (R-717), dióxido de carbono (R-744) y el propano (R-290); estos refrigerantes destacan por el hecho de que poseen un bajo potencial de cambio climático (*GWP*, por sus siglas en inglés). No obstante, el amoníaco resalta por ser uno de los refrigerantes naturales más antiguos y ha sido ampliamente utilizado en múltiples áreas industriales, como la industria de alimentos (Moran et al., 2014).

El ciclo de refrigeración por compresión está conformado esencialmente por 4 etapas (Figura 4.25):

1. Evaporación del refrigerante (Proceso 1-2)
2. Compresión del refrigerante (Proceso 2-3)
3. Condensación del refrigerante (Proceso 3-4)
4. Expansión adiabática a entalpía constante del refrigerante (Proceso 4-1)

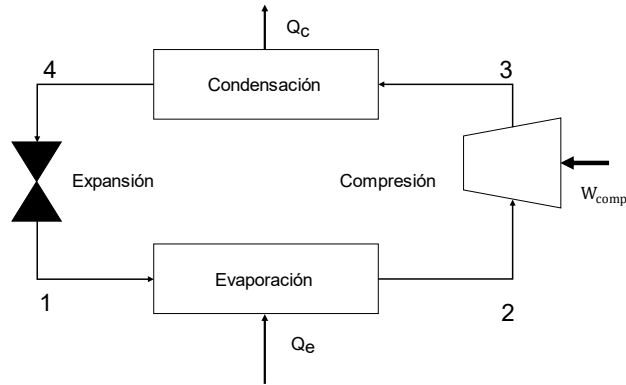


Figura 4.25: Esquema básico de un sistema de enfriamiento por compresión.

En la etapa de evaporación, el refrigerante adquiere energía del entorno y ocurre un cambio de fase hasta alcanzar la condición de vapor sobresaturado (calidad = 1):

$$Q_e = m_R \cdot (h_2 - h_1) \quad 4.123$$

El vapor a la salida del evaporador es llevado a altas presiones por acción de un compresor, así mismo, ocurre un aumento en la temperatura del vapor hasta alcanzar la condición de vapor sobrecalentado:

$$W_{RC} = m_R \cdot (h_3 - h_2) \cdot \frac{1}{\eta_e} \quad 4.124$$

Donde: η_e es la eficiencia por conversión de energía eléctrica a mecánica y m_R es el flujo másico del refrigerante en el ciclo.

De manera análoga al compresor de aire y de gas de síntesis, el desempeño del compresor de refrigerante se evalúa con respecto a la compresión isentrópica:

$$\eta_{RC} = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} \quad 4.125$$

En la literatura existen correlaciones empíricas para estimar las eficiencias isentrópicas de compresores de refrigerante en función de la razón de compresión (π_{RC}) y el tipo de refrigerante utilizado. Dopazo et al. (2009) presentan la siguiente correlación para el caso del amoníaco:

$$\eta_{RC} = 0.83955 - 0.01026 \cdot \pi_{RC} - 0.00097 \cdot \pi_{RC}^2 \quad 4.126$$

El flujo de energía a través del condensador es calculado por la siguiente expresión:

$$Q_c = m_R \cdot (h_3 - h_4) \quad 4.127$$

Para el caso del restrictor de flujo (válvula de expansión):

$$h_4 = h_1 \quad 4.128$$

Para el trabajo desarrollado en cuestión, se consideró un sistema de compresión de vapor utilizando amoníaco como refrigerante. Se tomó como base de cálculo una capacidad de refrigeración de 500 toneladas (1 ton = 3.517 kW) con respecto a la capacidad de modelos comercialmente disponibles. Así mismo, la demanda de proceso es ajustada de acuerdo con el número de equipos que requiera. Por consiguiente, el número de equipos de enfriamiento auxiliar necesarios para cubrir la demanda térmica de proceso se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$N_{\text{aux-vc}} = \frac{\text{Enfriamiento requerido}}{\text{Capacidad base del equipo}} = \frac{Q_{\text{aux}}[\text{kW}]}{1758.5 [\text{kW}]} \quad 4.129$$

Donde: Q_{aux} es el enfriamiento auxiliar requerido por el proceso.

Finalmente, el coeficiente de desempeño (COP) del sistema de enfriamiento por compresión se obtiene a partir de la siguiente expresión (Moran et al., 2014):

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{W_{\text{RC}}} \quad 4.130$$

En la Tabla 4.12 se presentan los resultados del modelo del sistema de enfriamiento por compresión con capacidad de 500 toneladas de refrigeración. Los parámetros de operación (presión y temperaturas) del sistema desarrollado fueron adaptados de Calva et al. (2005). Así mismo, en la Figura 4.26 se presenta el diagrama T-s del sistema de enfriamiento en cuestión.

Tabla 4.12: Datos de desempeño del sistema de enfriamiento por compresión de vapor (500 ton de capacidad) con respecto a la Figura 4.25.

Etapa	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg-K)
1	5.16	5	390.6	1.69
2	15.5	5	1467	5.557
3	15.5	99.2	1663	5.66
4	5.16	40	390.6	1.64
W_{RC} (kW)	319.7		m_R (kg/s)	1.633
Q_e (kW)	1758		η_{RC} (%)	80
Q_c (kW)	2078		COP	6.5

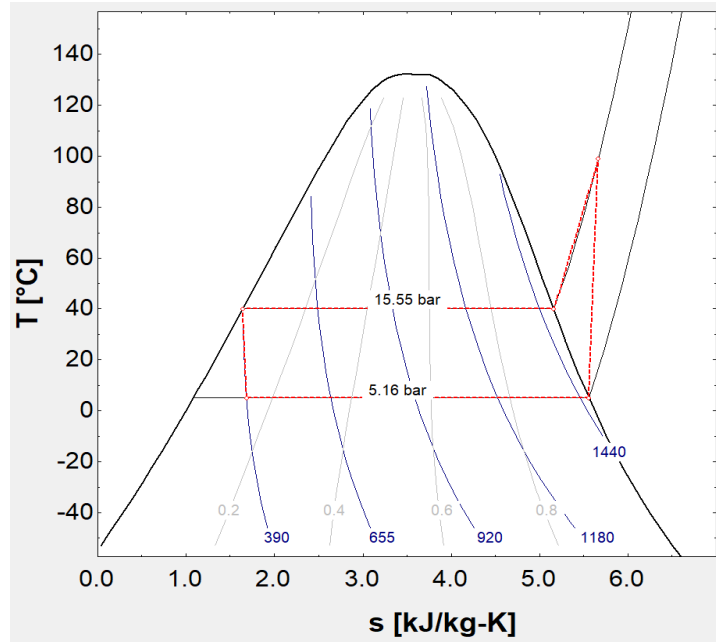


Figura 4.26: Diagrama T-s del ciclo de enfriamiento por compresión de vapor propuesto (Tabla 4.12). Diagrama adaptado de la base de datos de EES.

Es preciso mencionar que las temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento en el condensador son de 23 y 45 °C respectivamente. Así mismo, las temperaturas del agua a enfriar a la entrada y salida del evaporador corresponden a 12 y 7 °C con respecto a los estimados de la gran curva compuesta presentados en el capítulo 3. Las propiedades termodinámicas del amoníaco (R-717) se obtuvieron de la base de datos de EES.

4.3.3.2 Sistema de enfriamiento por absorción

Los sistemas de enfriamiento por compresión requieren una alta cantidad de electricidad para desplazar el refrigerante alrededor del circuito de trabajo. Este consumo se ve drásticamente reducido al sustituir un compresor por una bomba y el gas por una solución.

Estos sistemas utilizan principalmente energía térmica para lograr el efecto de enfriamiento. Entre algunas fuentes de calor se encuentra la energía geotérmica, calor residual (gases exhaustos) y la energía solar. El intercambio de energía se logra mediante la aplicación de pares de sustancias (mezclas binarias) que fluyen alrededor de un circuito en donde constantemente intercambian calor con el entorno.

Algunos pares de sustancias tienen una afinidad tal, que cuando hacen contacto una absorbe completamente a la otra: la sustancia que absorbe se llama absorbente, puede ser sólida, líquida o gaseosa, y el fluido que es absorbido es el sustrato (Espinoza, 2007). El *par sustrato-absorbente* es frecuentemente referido como *par absorbente-refrigerante* (Parsons, 1997). Aunque también es genéricamente denominado como *fluido de trabajo* (Herold et al., 2016).

Parsons (1997) y Espinoza (2007) destacan que la volatilidad del refrigerante debe ser mucho más alta que la del absorbente y que éste debe tener un calor latente elevado, esto último con el propósito de reducir el flujo de refrigerante por el ciclo. Así mismo, destacan que es recomendable que el par (o mezcla) debe ser químicamente estable para no producir sustancias corrosivas o dañinas para la salud, y que la mezcla no forme sólidos en las condiciones de temperatura y composición a las que será sometida.

En ese sentido, los pares de sustancias más ampliamente utilizados en sistemas de absorción son el par Agua-Amoníaco ($\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$) y Bromuro de Litio-Agua ($\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$). En sistemas donde se utiliza el par Agua/Amoníaco el amoníaco es utilizado como refrigerante y su aplicación es recomendable cuando se operan a temperaturas por debajo de los $0\text{ }^\circ\text{C}$ puesto que la temperatura de congelación del amoníaco es de $-77.7\text{ }^\circ\text{C}$. Sin embargo, la toxicidad del amoníaco limita la aplicación de estos sistemas a zonas con buena ventilación.

Por otro lado, los sistemas Bromuro de Litio/Agua utilizan el agua como refrigerante por lo que su aplicación se limita a temperaturas por encima de los $0\text{ }^\circ\text{C}$ y la mezcla presenta una tendencia a cristalizarse a concentraciones moderadas, especialmente cuando la solución es enfriada por aire. Sin embargo, la capacidad de enfriamiento de estos sistemas es remarcablemente superior a los sistemas Agua/Amoníaco. Los sistemas Bromuro de Litio/Agua poseen capacidades que abarcan desde 10 hasta las 1500 toneladas de refrigeración, mientras que los sistemas Agua/Amoníaco se encuentran disponibles en capacidades de 3 a 25 toneladas de refrigeración (Herold et al., 2016). En la Tabla 4.13 se presentan las propiedades más destacables de ambos pares de mezclas (o fluidos de trabajo).

Así mismo, los sistemas de enfriamiento pueden ser de uno o dos efectos. Sin embargo, para el trabajo en cuestión, se limitará al uso de un sistema efecto simple (o un efecto) utilizando el par Bromuro de Litio/Agua como fluido de trabajo. Las etapas del circuito de enfriamiento para un sistema de absorción de efecto simple por Bromuro de Litio/Agua se ilustran en la Figura 4.27.

Tabla 4.13: Principales propiedades de los fluidos de trabajo de uso común en sistemas por absorción (Espinoza, 2007; Herold et al., 2016).

Propiedad	Agua/Amoniaco (H ₂ O/NH ₃)	Bromuro de Litio/Agua (LiBr/H ₂ O)
Refrigerante	Amoniaco	Agua
Calor latente de vaporización (1.013 bar)	1369.03 kJ/kg	2256.66 kJ/kg
Presión de vapor (20 °C)	Bueno 8.58 bar	Excelente 0.023 bar
Temperatura de congelación	Muy alta -77.7 °C	Muy baja 0 °C
Viscosidad (20 °C y 1.013 bar)	0.0098 cP Buena	1 cP Buena
Absorbente		
Presión de vapor	Baja	Excelente
Viscosidad	Buena	Buena
Mezcla		
Formación de sólidos	Excelente, rara vez ocurre	Aplicación limitada por la concentración y presión
Toxicidad	Alta. Irritante y corrosivo	Baja
Afinidad entre el refrigerante y el absorbente	Buena	Buena

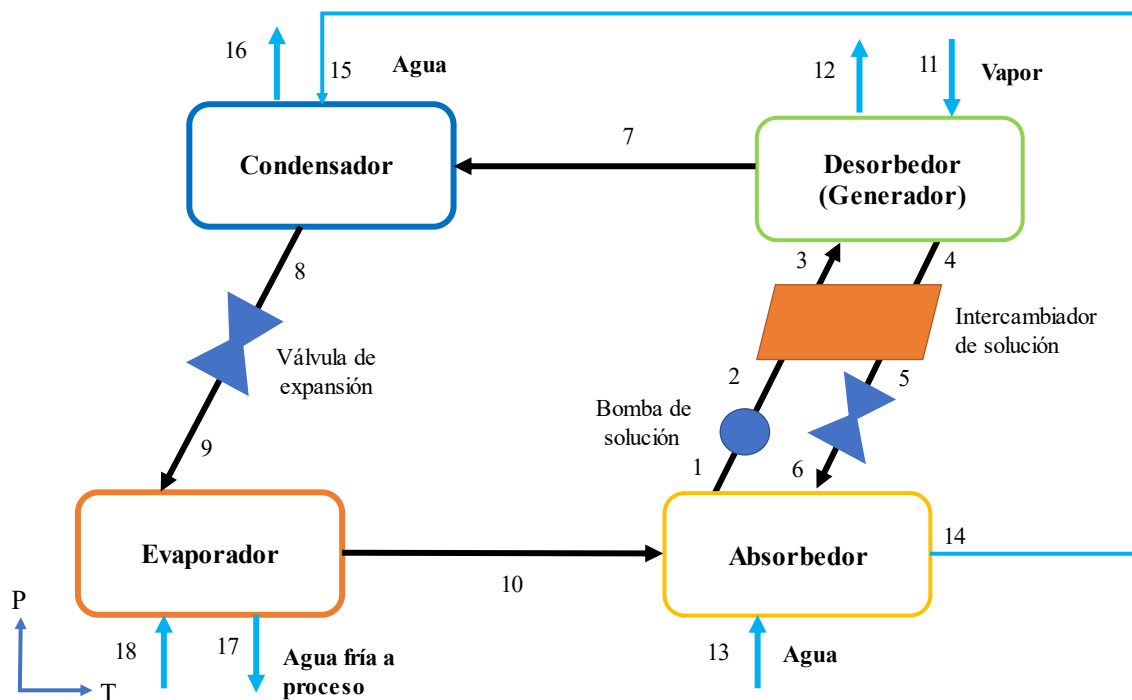


Figura 4.27: Sistema de enfriamiento por absorción de efecto simple (fluido de trabajo: LiBr-H₂O).

Una máquina de enfriamiento simple está compuesta esencialmente por cuatro elementos que intercambian energía con el entorno (absorbedor, desorbedor, condensador y evaporador), un intercambiador de calor interno, dos restrictores de flujo (válvulas) y una bomba de solución.

El proceso de operación de una máquina de ciclo simple inicia cuando la solución es bombeada desde el absorbedor hasta el desorbedor (generador). En el generador es suministrado calor desde una fuente externa de alta temperatura. Como valor rápido, en una máquina que utiliza Bromuro de Litio/Agua como fluido de trabajo, el calor suministrado hacia el generador debe encontrarse por encima de los 90°C (Herold et al., 2016).

Una vez iniciada la transferencia de calor en el generador por el medio de calentamiento externo, parte de la sustancia volátil (refrigerante) se evapora. En el caso del par Bromuro de Litio/Agua la sustancia evaporada consistirá esencialmente de agua pura y el vapor resultante se dirige al condensador.

El líquido remanente fluirá de regreso al absorbedor y dado que el vapor a la salida del generador se encuentra esencialmente libre de sal (Bromuro de Litio) la solución que retorna al desorbedor está concentrada en sal. La solución concentrada en sal es frecuentemente referida como la “solución fuerte”.

Una vez que la solución concentrada en sal deja el generador, esta circula a través del recuperador de calor, intercambiado calor con la solución procedente del desorbedor, también definida como la “solución débil”, puesto que contiene una mayor concentración de refrigerante a comparación de la solución procedente del generador.

Con respecto a esto, es frecuente que las concentraciones en el circuito de refrigeración estén expresadas en fracciones másicas, considerando la cantidad de sal (Bromuro de Litio) presente en la solución, es decir:

$$x_{\text{solución}} = \frac{\text{masa de LiBr}}{\text{masa total de la solución (LiBr + H}_2\text{O)}} \quad 4.131$$

Donde: $x_{\text{solución}}$ es la concentración de la solución en el circuito de refrigeración.

Retomando el proceso de operación de la máquina; en el intercambiador de calor ocurre únicamente transferencia de calor sensible. Esto con el propósito de disminuir el flujo de calor externo en el generador; el calor por remover en el absorbedor también se ve reducido.

Tras haber dejado el intercambiador de calor, la solución concentrada se encuentra típicamente como líquido subenfriado y adquiere el estado de líquido saturado tras el paso sobre el restrictor de flujo. Por consiguiente, la solución (con una fracción de vapor) ingresa nuevamente al absorbedor donde se pone en contacto con el refrigerante a la salida del evaporador.

El proceso de absorción inicia ocurre cuando el absorbedor es enfriado por efecto de una corriente externa (agua procedente de una torre de enfriamiento, por ejemplo) y la solución concentrada adquiere la concentración original puesto que la solución absorbe el vapor procedente del evaporador. En consecuencia, el flujo másico a la salida del absorbedor es mayor a comparación del flujo a la entrada de éste.

El proceso descrito con anterioridad se refiere al proceso llevado a cabo en el circuito de solución, es decir, el proceso donde se involucra la operación del absorbedor, desorbedor (generador) y el intercambiador de solución. El efecto de refrigeración se lleva a cabo entre el condensador y el evaporador; referidos como la *pierna (o columna) de enfriamiento*.

El vapor procedente del generador se dirige al condensador en donde es enfriado por acción de un sumidero de calor. En una instalación típica, el absorbedor y el condensador transfieren calor a un mismo sumidero (aproximadamente a un mismo nivel de temperatura). El líquido procedente del condensador es circulado a través de un restrictor de flujo a una presión inferior. Como resultado, parte del líquido se evapora, es decir, ocurre un flasheo. Un proceso similar ocurre en los sistemas de enfriamiento por compresión de vapor, sin embargo, el agua posee un alto calor latente de vaporización por lo que la calidad de vapor a la salida del restrictor es considerablemente inferior a comparación de los refrigerantes convencionales utilizados en sistemas por compresión de vapor.

Finalmente, la mezcla vapor-líquido es circulada al evaporador donde ocurre una transferencia de calor desde un fluido externo hacía el evaporador, provocando el enfriamiento del medio externo. Es preciso destacar que la máquina opera con presiones de vacío, sin embargo, las presiones del absorbedor y evaporador son menores a las del condensador y desorbedor.

Como valor práctico, se puede asumir que en el evaporador ocurre una evaporación completa, es decir que el refrigerante adquiere una calidad del 100%. Sin embargo, en la realidad el refrigerante a la entrada del absorbedor suele contener pequeñas gotas de agua.

Para el trabajo en cuestión, se consideran las siguientes suposiciones en el diseño del sistema por absorción de efecto simple, con base en la metodología propuesta por Herold et al. (2016):

- El sistema opera en estado estacionario.
- La máquina opera solo a dos presiones (alta y baja, respectivamente).
- El refrigerante es únicamente agua.
- Los restrictores de flujo son adiabáticos.
- No se consideran las pérdidas térmicas en las tuberías.

Las condiciones de cada corriente del sistema de absorción con respecto a la Figura 4.27 se presentan en la Tabla 4.14. Los balances de materia y energía utilizados para evaluar el sistema de enfriamiento por absorción de simple efecto, desarrollados con respecto a las Ecuaciones 4.9 y 4.10, y la Figura 4.27 son presentados en la Tabla 4.15.

Tabla 4.14: Condiciones de las corrientes del sistema de absorción utilizando el par LiBr/H₂O como fluido de trabajo.

Punto	Estado	Suposiciones
1	Solución líquida saturada	Calidad de vapor igual a 0
2	Solución líquida subenfriada	Estado calculado del modelo de bomba
3	Solución líquida subenfriada	Estado calculado del modelo del intercambiador de calor
4	Solución líquida saturada	Calidad de vapor igual a 0
5	Solución líquida subenfriada	Estado calculado del modelo del intercambiador de calor
6	Mezcla vapor-líquido	Parte del vapor se evapora por el cambio de presión
7	Vapor de agua sobrecalentado	El contenido de Bromuro de Litio es igual 0
8	Agua líquida saturada	Calidad de vapor igual a 0
9	Mezcla vapor-líquido	Parte del vapor se evapora por el cambio de presión
10	Vapor de agua sobresaturado	Calidad de vapor igual a 1
11	Vapor sobresaturado	Calidad de vapor igual a 1 (presión de 2.5 bares)
12	Líquido saturado	Calidad de vapor igual a 0
13	Agua de torre de enfriamiento	Temperatura de 23 °C
14	Agua de salida del desorbedor	Se asume el mismo flujo que 13
15	Agua a la entrada del condensador	Se asume el mismo flujo y temperatura que 14
16	Agua recirculada a la torre de enfriamiento	Temperatura de retorno de 32 °C
17	Agua a la entrada del evaporador	Se asume una temperatura de 12 °C
18	Agua fría a proceso	Se asume una temperatura de 7 °C

Tabla 4.15: Balances de materia y energía para el sistema de absorción de efecto simple.

Balances de materia	Balances de Energía
Bomba:	Bomba (Ver Ecuación 4.32):
$m_1 = m_2 \quad x_1 = x_2$ 4.132	$m_1 h_1 + W_{\text{bomba}} = m_2 h_2$ 4.140
Intercambiador de solución:	Intercambiador de solución:
$m_2 = m_3 \quad x_2 = x_3$ 4.133	$m_2 h_2 + m_4 h_4 = m_3 h_3 + m_5 h_5$ 4.141
$m_4 = m_5 \quad x_4 = x_5$	
Válvula de expansión de solución:	Válvula de expansión de solución:
$m_5 = m_6 \quad x_5 = x_6$ 4.134	$h_5 = h_6$ 4.142
Absorbedor:	Absorbedor:
$m_{10} + m_6 = m_1$ 4.135	$m_{10} h_{10} + m_6 h_6 = m_1 h_1 + Q_a$ 4.143
$m_{10} x_{10} + m_6 x_6 = m_1 x_1$	
Desorbedor (generador):	Desorbedor (generador):
$m_3 = m_7 + m_4$ 4.136	$m_3 h_3 + Q_g = m_4 h_4 + m_7 h_7$ 4.144
$m_3 x_3 = m_7 x_7 + m_4 x_4$	
Condensador:	Condensador:
$m_7 = m_8 \quad x_7 = x_8$ 4.137	$m_7 h_7 = m_8 h_8 + Q_c$ 4.145
Válvula de expansión de refrigerante:	Válvula de expansión de refrigerante:
$m_8 = m_9 \quad x_8 = x_9$ 4.138	$h_8 = h_9$ 4.146
Evaporador:	Evaporador:
$m_9 = m_{10} \quad x_9 = x_{10}$ 4.139	$m_9 h_9 + Q_e = m_{10} h_{10}$ 4.147

El modelo del intercambiador de calor utilizado corresponde al modelo de efectividad térmica. Este modelo es definido como el intercambio actual de energía con respecto del máximo posible:

$$\epsilon = \frac{Q_{\text{actual}}}{Q_{\text{máximo}}} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad 4.148$$

Es frecuente que al evaluar una máquina de enfriamiento se tome la efectividad como un valor de entrada. Sin embargo, es pertinente mencionar que la efectividad es una medida indirecta en el tamaño del intercambiador de calor y conforme ésta sea mayor, el tamaño del intercambiador también lo será. Un valor de 0.7 resulta apropiado como valor práctico para propósitos de diseño (Asgari et al., 2020; Herold et al., 2016).

Finalmente, el coeficiente de desempeño de la máquina es definido por la siguiente expresión:

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad 4.149$$

De acuerdo con la metodología presentada por Herold et al. (2016), es recomendable considerar las siguientes variables como parámetros de entrada durante el diseño de un sistema por absorción de efecto simple utilizando el par LiBr/H₂O como fluido de trabajo:

- Temperatura del absorbedor.
- Temperatura del desorbedor (generador).
- Temperatura del condensador.
- Temperatura del evaporador.
- Efectividad del intercambiador.
- Eficiencia isentrópica de la bomba.
- Flujo másico a la salida del desorbedor.
- Capacidad de enfriamiento requerida (Flujo de calor del evaporador).
- Temperaturas de los flujos externos para calentamiento/enfriamiento.

Dado que la máquina es modelada respecto a únicamente dos niveles de presión, la presión inferior (presión baja) del sistema se obtiene con respecto a la temperatura en el evaporador. Por otro lado, la presión superior (presión alta) se obtiene con respecto a la temperatura del condensador. Cabe destacar que este tipo de máquinas opera típicamente a presiones de vacío.

Las propiedades termodinámicas de cada punto en el sistema de refrigeración se obtuvieron de la librería de propiedades para la mezcla LiBr/H₂O de EES (extensión .LIB). La cual está basada en las correlaciones desarrolladas por Pátek & Klomfar (2006) para la mezcla LiBr/H₂O. Esta base de datos incluye funciones para la entalpía, concentración y temperatura de la mezcla LiBr/H₂O con respecto a la temperatura y presión de la mezcla, principalmente.

Una vez conocidas las presiones del sistema, se calculan las concentraciones de LiBr a la salida del absorbedor y del desorbedor utilizando las funciones provistas por EES. Dado que el flujo másico a la salida del absorbedor es un parámetro de entrada, es posible calcular los flujos másicos a la salida del desorbedor y hacia el condensador a partir de la Ecuación 4.136 tomando en cuenta que la concentración de LiBr en el vapor a la salida del desorbedor es cero.

De manera análoga al sistema de enfriamiento por compresión de vapor, el sistema por absorción fue modelado respecto a una capacidad base. Para este caso en particular se consideró una capacidad de 1000 toneladas de enfriamiento con respecto a sistemas de absorción de efecto simple disponibles comercialmente (Europe, n.d.). Por consiguiente, la cantidad de equipos requeridos estará en función de la carga térmica a remover por el sistema de enfriamiento auxiliar (Ecuación 4.150) considerando que los equipos operan de forma paralela.

$$N_{\text{aux-abs}} = \frac{Q_{\text{aux}}[\text{kW}]}{3517 [\text{kW}]} \quad 4.150$$

Los datos del sistema de enfriamiento desarrollado en cuestión, con respecto a la Figura 4.27 se presentan en la Tabla 4.16; el medio de calentamiento utilizado en el generador es vapor sobresaturado a 2.5 bar de presión, procedente de la descarga de turbina. Cabe destacar que el sistema de la Tabla 4.16 posee características similares a los sistemas reportados por Florides et al. (2003), Picón-Núñez & Medina-Flores (2013), Herold et al. (2016) y Asgari et al. (2020) para sistemas de enfriamiento de efecto simple utilizando el par LiBr/H₂O como fluido de trabajo.

Tabla 4.16: Datos del sistema de enfriamiento por absorción desarrollado (capacidad de 1000 toneladas).

Punto en la Figura 4.27	Presión [kPa]	Temperatura [°C]	Fracción másica [kg _{LiBr} /kg _{sol}]	Flujo másico [kg/s]	Entalpía [kJ/kg]
1	0.8136	35	0.5587	14.88	87.59
2	7.381	35	0.5587	14.88	87.59
3	7.381	66.87	0.5587	14.88	152.1
4	7.381	90	0.6215	13.38	224.4
5	7.381	51.5	0.6215	13.38	152.7
6	0.8136	48	0.6215	13.38	152.7
7	7.381	76.29	0	1.503	2642
8	7.381	40	0	1.503	167.5
9	0.8136	4	0	1.503	167.5
10	0.8136	4	0	1.503	2508
11	250	127.4		2.159	2717
12	250	127.4		2.159	535.5
13	101.3	23		218.5	96.48
14	101.3	27.93		218.5	117.1
15	101.3	27.93		218.5	117.1
16	101.3	32		218.5	134.1
17	101.3	12		167.9	50.46
18	101.3	7		167.9	29.51
Q _e (kW)	3,517	Q _{SHX} (kW)	959.6	P _{alta} (kPa)	7.381
Q _c (kW)	3,719	W _{bomba} (kW)	0.075	P _{baja} (kPa)	0.8136
Q _g (kW)	4,710	COP	0.747	η _{bomba} (%)	80
Q _a (kW)	4,508	ε	0.7		

Una herramienta útil durante el diseño del sistema de enfriamiento consiste en representar el ciclo de absorción sobre un diagrama de Dühring. Un diagrama de Dühring es un diagrama Presión-Temperatura donde las líneas diagonales proyectadas representan concentración de LiBr constante. La línea límite del lado izquierdo del diagrama de Dühring corresponde a la línea del refrigerante (agua pura) y la línea límite del lado derecho corresponde a la línea de cristalización. La estructura del ciclo por absorción de efecto simple de la Figura 4.27 corresponde a la forma en cómo se proyectaría el ciclo sobre este diagrama. Sin embargo, solo es posible representar la estructura del ciclo interno, es decir, sin las corrientes externas.

La proyección de los datos del ciclo interno (puntos 1-10) desarrollado en cuestión (Tabla 4.16) sobre un diagrama de este tipo se presenta en la Figura 4.28. El circuito de solución (absorbedor-desorbedor) es representado por la línea roja, mientras que la pierna de enfriamiento (condensador-evaporador) es representado por la línea azul. El diagrama base fue adaptado de Gilani & Ahmed (2015).

Por lo regular, las máquinas de enfriamiento por LiBr/H₂O operan a condiciones cercanas a la línea de cristalización. Por esa razón, es importante el uso del diagrama de Dühring en la evaluación de las condiciones de operación durante la etapa de diseño del ciclo de enfriamiento (Gilani & Ahmed, 2015; Herold et al., 2016).

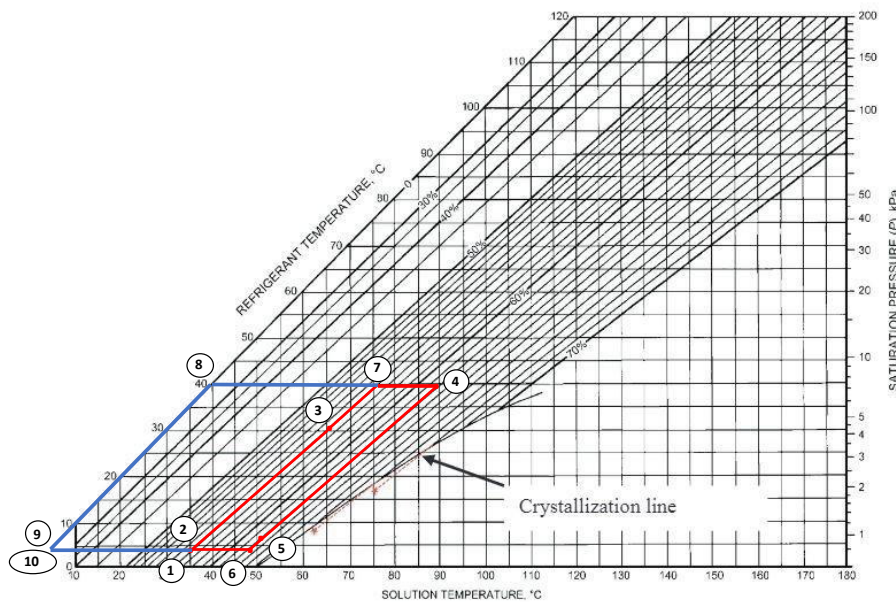


Figura 4.28: Sobreposición del ciclo de enfriamiento (puntos 1-10) de la Tabla 4.16 sobre el diagrama de Dühring.

4.3.4 Eficiencias globales de los esquemas propuestos

4.3.4.1 Esquema por combustión directa

La eficiencia global para el esquema por combustión directa es evaluada a partir de la Ecuación 4.151. Considerando únicamente el suministro energético del sistema de trigeneración, es decir, potencia, calor suministrado a proceso y el calor removido por el sistema de enfriamiento auxiliar, con respecto a la energía provista por la quema de bagazo con 50% de humedad (Lian et al., 2010):

$$\eta_{\text{global-CD}} = \frac{W_{\text{SP}} + W_{\text{proceso}} + Q_{\text{h-total}} + Q_{\text{aux}}}{m_{\text{bagazo-50}} \cdot \text{LHV}_{\text{bagazo-50}}} \quad 4.151$$

Donde: W_{SP} se refiere sobreproducción eléctrica o la potencia exportada para su venta, $m_{\text{bagazo-50}}$ es el flujo másico del bagazo con 50% de humedad al quemador y $\text{LHV}_{\text{bagazo-50}}$ es el poder calorífico de este bagazo.

La potencia eléctrica exportada es la cantidad total de energía eléctrica producida por las turbinas de vapor menos la potencia utilizada por proceso y la utilizada en el sistema de trigeneración (bombas del sistema de refrigeración y de condensados de proceso):

$$W_{\text{SP}} = W_{\text{total}} - W_{\text{proceso}} - W_{\text{bomba (condensados)}} - W_{\text{bomba(LiBr)}} \quad 4.152$$

4.3.4.2 Esquema por gasificación y ciclo combinado

La eficiencia global del esquema por gasificación es calculada a partir de la Ecuación 4.153. En este caso la potencia suministrada al compresor del refrigerante es considerada como energía de salida. Y la eficiencia es calculada con base al bagazo a la entrada del gasificador con 15% de humedad (Copa Rey et al., 2021; Picón-Núñez & Medina-Flores, 2013):

$$\eta_{\text{global-CC}} = \frac{W_{\text{SP}} + W_{\text{proceso}} + Q_{\text{h-total}} + W_{\text{RC}}}{m_{\text{bagazo-15}} \cdot \text{LHV}_{\text{bagazo-15}}} \quad 4.153$$

La potencia eléctrica (W_{SP}) exportada es calculada a partir de la Ecuación 4.154. La potencia eléctrica total es la suma de potencia generada por la turbina de gases y la turbina de vapor menos la potencia utilizada por proceso, por el compresor de gas de síntesis, por el sistema de enfriamiento y por la bomba de suministro del generador de vapor.

$$W_{\text{SP}} = W_{\text{total}} - W_{\text{proceso}} - W_{\text{RC}} - W_{\text{SC}} - W_{\text{bomba(condensados)}} \quad 4.154$$

Capítulo 5: Análisis económico

En este capítulo se presenta la metodología utilizada para la evaluación económica de los esquemas de trigeneración propuestos.

5.1 Evaluación económica de los esquemas propuestos

5.1.1 Metodología empleada para la evaluación económica

Unos de los principales criterios en la toma de decisiones de cualquier proyecto es el análisis económico y consiste principalmente en la cuantificación de la inversión requerida, costos de operación y las ganancias por ventas de energía y/o insumos. Para este trabajo se utilizará la metodología propuesta por Machin et al. (2021) en donde se utiliza el método del valor presente neto (NPV) para analizar la factibilidad económica de plantas de cogeneración por gasificación de biomasa. Sin embargo, es posible emplear esta metodología para la evaluación económica de plantas basadas en la combustión directa de biomasa (Caputo et al., 2005).

El método de valor presente neto (NPV) es un método que considera el “valor del dinero en el tiempo” y consiste en analizar los flujos de efectivo que ocurren durante un período de tiempo y traerlos a su “valor actual” (o en el mismo período en donde se desembolsa el capital invertido) a partir del ajuste del flujo de efectivo mediante una tarifa de interés compuesto; también denominada *tarifa de descuento* (Ray Sinnot, 2019). Para este trabajo, el período de tiempo corresponde al tiempo de vida útil de los equipos en años y los flujos de efectivo son evaluados por cada año de operación de la planta. Por consiguiente, el valor presente neto (NPV) es calculado a partir de la siguiente expresión:

$$NPV = \sum_{k=1}^N \frac{CF_k}{(1+i)^k} - TIC \quad 5.1$$

Donde: N es el tiempo de vida útil de la planta, CF_k es el flujo de efectivo (valor futuro) en el año k, i es la tasa de interés anual (tasa de descuento) y TIC es la inversión inicial total. El término $1/(1+i)^k$ también es referido como factor de descuento (Ray Sinnot, 2019).

Cabe destacar que todo el análisis económico en este trabajo se encuentra expresado en dólares estadounidenses (US\$ o \$); incluyendo los flujos de efectivo y costos por inversión de capital.

Desde un punto de vista generalizado, un valor presente neto positivo indica que el proyecto es rentable, un valor presente neto cero indica que el proyecto no genera ni ganancias ni pérdidas y un valor presente negativo indica que los flujos de capital (o de efectivo) no son suficientes para cubrir la inversión inicial. Así mismo, es de esperarse que el valor futuro de los flujos de efectivo sea mayor a comparación de los flujos de efectivo presentes (o actuales) puesto que el flujo de capital es descontado bajo una tasa de interés (Ray Sinnot, 2019).

En los siguientes párrafos se desglosarán los parámetros de la Ecuación 5.1 utilizados para el análisis económico. En primera instancia se discutirán los aspectos involucrados para la cuantificación de los costos de inversión inicial o totales.

Los costos por inversión (TIC) corresponden al capital invertido en la construcción de la planta. Estos están compuestos por costos directos (DC) e indirectos (IC).

$$\text{TIC} = \text{DC} + \text{IC} \quad 5.2$$

Los costos directos están conformados por los costos por compra de equipo (PE), costos asociados por tubería (PC), equipo eléctrico (E), obra civil (CW), instalación de equipos (DIC), servicios auxiliares (AS) y los costos por instrumentación y preparación del sitio (SIC). Es decir:

$$\text{DC} = \text{PE} + \text{PC} + \text{E} + \text{CW} + \text{DIC} + \text{AS} + \text{SIC} \quad 5.3$$

Los costos indirectos están conformados por aquellos destinados a la labor de ingeniería (EG) y por arranque de planta (SU). Es decir:

$$\text{IC} = \text{EG} + \text{SU} \quad 5.4$$

Los costos por compra de equipo (PE) son la base de la mayoría de los métodos utilizados para estimación de los costos de inversión inicial y es frecuente que se utilicen correlaciones para estimar los costos de los equipos utilizando los principales parámetros del equipo.

Para este trabajo, los costos por compra de equipo (PE) estarán conformados por tres secciones: 1) los equipos principales que conforman la planta de trigeneración (caldera, gasificador, turbinas, sistemas de enfriamiento), 2) los equipos utilizados para el pretratamiento/manejo de la biomasa y 3) los equipos involucrados en el tratamiento de efluentes de la planta.

Es frecuente que los costos de los equipos cambien con el tiempo, principalmente por efecto de la inflación. Por consiguiente, es necesario actualizar los costos de los equipos desde el año original (o de la correlación) al año en cuestión (2019, en este caso).

Los costos de los equipos pueden ser actualizados a partir del uso de índices de costos y la Ecuación 5.5. En este caso utilizaremos los índices CEPCI (*Chemical Engineering Plant Cost Index*) para actualizar los costos de los equipos al año en cuestión (2019).

$$C_{2019} = C_{\text{referencia}} \cdot \left(\frac{\text{CEPCI}_{2019}}{\text{CEPCI}_{\text{referencia}}} \right) \quad 5.5$$

Donde: C_{2019} es el costo actual del equipo y $C_{\text{referencia}}$ es el costo original resultado de la correlación utilizada.

Los índices correspondientes al año de 1987, 2003, 2010, 2013, 2015, 2017 y 2019 son 324, 402, 551, 567, 557, 567.5 y 607.5, respectivamente (Dehghani & Kyoo Yoo, 2020; Machin et al., 2021; Seider D. et al., 2017; Turton et al., 2018).

En la Tabla 5.1 se presentan las correlaciones utilizadas para estimar los costos de los principales equipos que conforman la planta de trigeneración. En la Tabla 5.2 se presentan las correlaciones utilizadas para la estimación de los costos de la sección de pretratamiento/manejo de biomasa y para el tratamiento de efluentes de la planta. Las correlaciones de estas dos secciones se encuentran en función del flujo de electricidad total producida por la planta (W_{NE}) (Machin et al., 2021). Es decir, la potencia total producida por las turbinas de vapor y de gas, según el esquema.

Tabla 5.1: Correlaciones de los principales equipos que conforman la planta de trigeneración.

Equipo	Correlación	Parámetros de la correlación	Referencia de origen
Caldera	$I_{\text{boiler}} = \left(\frac{Q}{7.5663 \cdot 10^{-8} \cdot Q + 4.7611 \cdot 10^{-5}} \right) \left(\frac{H}{11,800} \right)^{-0.35}$	Q: Energía liberada por combustión (10^6 BTU/h) H: Poder calorífico del combustible (BTU/lb)	(Enviromental, 1980)
Turbina de vapor	$I_{ST} = 3880.5 \cdot W_{ST}^{0.7} \left[1 + \left(\frac{0.05}{1 - \eta_{ST}} \right)^3 \right] \cdot \left[1 + 5 \cdot \exp \left(\frac{T_{in} - 866}{10.42} \right) \right]$	W_{ST} : Potencia de salida de la turbina. η_s : Eficiencia isentrópica de la turbina. T_{in} : Temperatura del vapor a la entrada de la turbina (K)	(Roosen et al., 2003)

Condensador de turbina	$I_{\text{cond}} = 248 \cdot \left(\frac{Q_{\text{cond}}}{2200 \cdot \Delta T_{\text{ln}}} \right) + 659 \cdot m_{\text{CW}}$	Q _{cond} : Calor removido del vapor (W) CW: Flujo másico del agua (kg/s)	(Carapellucci & Giordano, 2013)
Bomba	$I_{\text{pump}} = 940 \cdot P_p^{0.71} \cdot \left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_p} \right)$	P _p : Potencia de entrada de la bomba η _p : Eficiencia isentrópica	(Carapellucci & Giordano, 2013)
Alternador	$I_{\text{alt}} = 60 \cdot P_{\text{alt}}^{0.95}$	P _{alt} : Potencia a través del alternador	(Lian et al., 2010)
Gasificador	$I_{\text{gasifier}} = 2076 \cdot (m_{\text{biomass}})^{0.917}$	M _{biomass} : Flujo de biomasa al gasificador (kg/h)	(Machin et al., 2021)
Compresor de syngas	$I_{\text{comp}} = 91562 \cdot \left(\frac{W_{\text{comp}}}{445} \right)^{0.67}$	W _{comp} : Potencia adicionada al compresor (kW)	(Ozgoli et al., 2017)
Turbina de gases	$I_{\text{GT}} = 56 \cdot \left(\frac{W_{\text{GT}}}{266} \right)^{0.7}$	W _{GT} : Potencia neta de salida (MW)	(Michailos et al., 2017)
Generador de vapor (HRSG)	$I_{\text{HRSG}} = C_1 \cdot \sum_i \left[f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot \left(\frac{Q_i}{\Delta T_{\text{ln},i}} \right)^{0.8} \right] + C_2$ $\cdot \sum_j f_1 \cdot m_{\text{steam},j} + C_3 \cdot m_{\text{gas}}^{1.2}$ $f_1 = 0.0971 \cdot \frac{P_i}{30 \text{ bar}} + 0.9029$ $f_2 = 1 + \exp \left(\frac{T_{\text{out,steam}} - 830\text{K}}{550\text{K}} \right)$ $f_3 = 1 + \exp \left(\frac{T_{\text{out,gas},i} - 990\text{K}}{550\text{K}} \right)$ $C_1 = 4131.8$ $C_2 = 13380$ $C_3 = 1489.7$	Q: Calor transferido en cada intercambiador calor (kW) P _i : Presión de vapor generada (bar) M _{steam} : Flujo másico del vapor generado (kg/s) M _{gas} es el flujo másico de gas en el generador de vapor (kg/s) ΔT _{ln} : Media logarítmica de temperatura	(Roosen et al., 2003)
Enfriador por absorción	$I_{\text{Abs,Chiller}} = 2647 \cdot Q_e^{0.66}$	Q _e : Capacidad de enfriamiento (ton)	(Lian et al., 2010)
Enfriador por compresión de vapor	$I_{\text{VC,chiller}} = 1308 \cdot Q_e^{0.71}$	Q _e : Capacidad de enfriamiento (kW)	(Lian et al., 2010)
Secador de biomasa	$I_{\text{dryer}} = 0.0211 \cdot \frac{V_{\text{gas}}^{0.8}}{1000}$	V _{gas} : Flujo volumétrico de gas (m ³ /h)	(Holmgren, 2015)

Tabla 5.2: Correlaciones de costos de equipos para las secciones de pretratamiento/manejo de biomasa y tratamiento de efluentes. Adaptadas de Machin et al. (2021).

Equipos para manejo y almacenamiento de la biomasa	
Almacenamiento de biomasa	$148047 \cdot W_{NE}^{0.5575}$
Manejo de biomasa	$60465 \cdot W_{NE}^{0.9554}$
Combustible de emergencia (Diesel)	$46970 \cdot W_{NE}^{0.1989}$
Equipos para manejo de efluentes	
Equipo para remoción de SOx y NOx	$163488 \cdot W_{NE}^{0.5882}$
Purificación de efluentes	$86415 \cdot W_{NE}^{0.7565}$
Almacenamiento de cenizas	$114571 \cdot W_{NE}^{0.3139}$
Extracción de cenizas	$121318 \cdot W_{NE}^{0.4425}$
Ventiladores	$36979 \cdot W_{NE}^{0.5575}$
Tuberías de gases exhaustos	$66822 \cdot W_{NE}^{0.5129}$
Descarga de gases (stack)	$36979 \cdot W_{NE}^{0.5575}$

Cabe destacar que las correlaciones de la Tabla 5.2 ya se encuentran actualizadas al año 2019, por lo que es posible utilizarlas directamente. La correlación original del secador se encontraba expresada en corona suecas (SEK) y se utilizó la equivalencia de 1 SEK = 0.1057 US\$ como divisa (valor promedio del año 2019) para la correlación expresada en la Tabla 5.1.

Los costos por tubería (PC), equipo eléctrico (E) y de instalaciones por obra civil (CW) presentes en la Ecuación 5.3 también son estimados a partir de correlaciones con respecto a la electricidad total (o neta) producida por la planta (W_{NE}). Las correlaciones se presentan en la Tabla 5.3 y ya se encuentran actualizadas al año 2019.

Por otra parte, los costos por instalación de equipos (DIC), servicios auxiliares (AS), instrumentación y preparación de sitio (SIC), así como, los costos indirectos (IC) por labor de ingeniería (EG) y arranque de planta (SU) son calculados a partir de la consideración de que estos son una fracción (o factor) de los costos totales por compra de equipo (PE). Estos costos y sus respectivos factores son presentados en la Tabla 5.4.

Los flujos de efectivo (CF) de la Ecuación 5.1 están conformados por una serie de parámetros donde se incluyen los costos de operación (TOC), las ganancias por venta de insumos (bagazo y/o electricidad) (R_t), impuestos (T_x) y cargos fiscales por préstamos de capital (FC):

$$CF_k = R_t + P_e - T_x - TOC - FC \quad 5.6$$

Tabla 5.3: Correlaciones para la estimación de costos por tubería (PC), instalación eléctrica (E) y obra civil (CW). Adaptadas de Machin et al. (2021).

Costos por tubería (PC)	
Tanque contra incendio	$111198 \cdot W_{NE}^{0.1040}$
Componentes contra incendio	$6870 \cdot W_{NE}^{0.7565}$
Sistema contra incendio	$8564 \cdot W_{NE}^{0.7565}$
Tanques de agua industriales	$12067 \cdot W_{NE}^{0.7565}$
Tanques	$13364 \cdot W_{NE}^{0.5129}$
Intercambiadores de calor	$44375 \cdot W_{NE}^{0.5575}$
Desgasificador	$22188 \cdot W_{NE}^{0.5575}$
Válvulas de baja presión	$26729 \cdot W_{NE}^{0.5129}$
Válvulas de alta presión	$36979 \cdot W_{NE}^{0.5575}$
Válvulas de control	$13105 \cdot W_{NE}^{0.6756}$
Válvulas	$36979 \cdot W_{NE}^{0.5575}$
Tuberías	$54885 \cdot W_{NE}^{0.885}$
Rack de tuberías	$15700 \cdot W_{NE}^{0.686}$
Costos por equipo eléctrico (E)	
Interruptores	$17387 \cdot W_{NE}^{0.3672}$
Protecciones eléctricas	$57999 \cdot W_{NE}^{0.2266}$
Transformadores	$83820 \cdot W_{NE}^{0.4289}$
Transformador auxiliar	$18165 \cdot W_{NE}^{0.4425}$
Equipo eléctrico	$530816 \cdot W_{NE}^{0.6415}$
Montaje	$242507 \cdot W_{NE}^{0.7137}$
Instalaciones por obra civil (CW)	
Patio de edificios	$90956 \cdot W_{NE}^{0.4425}$
Aire acondicionado y ventilación	$30362 \cdot W_{NE}^{0.6328}$
Obra civil	$1735306 \cdot W_{NE}^{0.3672}$
Patio de personal	$173479 \cdot W_{NE}^{0.3672}$
Patio de edificios de complejos	$17257 \cdot W_{NE}^{0.7565}$
Tratamiento de aguas residuales	$8953 \cdot W_{NE}^{0.6107}$

Tabla 5.4: Factores para la estimación de los costos totales por inversión.

Aspecto	Factor
Instalación de equipos (DIC)	$0.3 \cdot PE$
Servicios auxiliares (AS)	$0.15 \cdot PE$
Instrumentación y preparación se sitio (SIC)	$0.2 \cdot PE$
Labor de ingeniería (EG)	$0.12 \cdot PE$
Arranque de planta (SU)	$0.1 \cdot PE$
Total	$0.87 \cdot PE$

En primera instancia, los costos por operación (TOC) son determinados a través de la Ecuación 5.7 y están conformados por los costos por mano de obra (OL), costos por transporte de cenizas (AT), costos por tratamiento de cenizas (AR), costos por mantenimiento (M) y los costos generales y aseguramiento (IG). Todos estos componentes de los costos por operación se encuentran desglosados en la Tabla 5.5.

$$TOC = OL + AT + AR + M + IG \quad 5.7$$

Tabla 5.5: Componentes individuales de los costos de operación. Adaptados de Machin et al. (2021).

Componente de costo	Unidades	Ecuación
Mano de obra (OL)	US\$/año	$OL = C_{per} \cdot N_{empleados}$
Transporte de cenizas (AT)	US\$/año	$AT = C_{AT} \cdot M_A$
Tratamiento de cenizas (AR)	US\$/año	$AR = C_{AD} \cdot M_A$
Mantenimiento (M)	US\$/año	$M = M_{planta} \cdot TIC$
Aseguramiento y costos generales (IG)	US\$/año	$IG = 0.01 \cdot TIC$

Así mismo, los factores involucrados para el cálculo de los costos por operación se presentan en la Tabla 5.6. El flujo másico de los costos por transporte y manejo de cenizas, M_A se refiere al flujo másico de cenizas por año. Para el caso de la gasificación, este parámetro representa los residuos de sólidos totales a la salida del gasificador (cenizas + carbono inconverso) ya que por lo regular estos son recuperados en conjunto. En ese sentido, el flujo de cenizas M_A para el caso de combustión directa representa el 1.22% de la biomasa a la entrada de la caldera, correspondiente al valor reportado por el análisis último del bagazo con 50% de humedad (Tabla 4.1). Mientras que el flujo de residuos sólidos a la salida del gasificador corresponde al 10.5% de la biomasa alimentada al secador, con respecto al análisis del gasificador realizado en el apartado 4.3.2.1.4. Además, los costos por mantenimiento (M) corresponden al 1 y 3 por ciento del TIC para los esquemas de combustión directa y gasificación, respectivamente.

Tabla 5.6: Valores numéricos de los factores adoptados en la evaluación de los costos por operación.

Descripción	Unidades	Valor numérico
Costo de personal (C_{per})	US\$/persona-año	26,000
Número de empleados ($N_{empleados}$)	-	18
Transporte de cenizas (C_{AT})	US\$/ton	62
Manejo de cenizas (C_{AD})	US\$/ton	24
M_{planta} (combustión directa)	-	0.015
M_{planta} (gasificación)	-	0.03

Los impuestos (T_x) son calculados a partir de la siguiente expresión:

$$T_x = t_R \cdot (R_t - D_c) \quad 5.8$$

Donde: R_t son las ganancias netas por ventas de electricidad y/o bagazo, D_c son las deducciones por depreciación y t_R es la tasa de impuestos.

Bajo este contexto, las ganancias de los esquemas de trigeneración están conformados por la venta de electricidad o bagazo.

$$R_t = R_b + R_e \quad 5.9$$

No obstante, el único esquema en donde se consideran ganancias por venta de bagazo es el esquema por combustión directa conformado por una sola turbina de vapor (Alternativa 1) representado en la Figura 4.3. En consecuencia, el término R_b es cero para los esquemas de combustión directa por dos turbinas (contrapresión + condensación) y por ciclo combinado.

Las ganancias por venta de electricidad (R_e) se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$R_e = W_{SP} \cdot OH \cdot E_{precio} \quad 5.10$$

Donde: W_{SP} es la electricidad en exceso disponible para venta, OH es el período anual de operación de la planta y E_{precio} es el costo de la electricidad.

Para el caso de las ventas por bagazo:

$$R_b = B_{venta} \cdot OH \cdot B_{precio} \quad 5.11$$

Donde: B_{venta} es el flujo másico de bagazo disponible para venta y B_{precio} es el precio del bagazo para venta.

El término P_e de la Ecuación 5.6 se refiere al flujo de efectivo por ahorro de electricidad. Para este trabajo se consideró como un flujo positivo para ayudar en la factibilidad económica de la planta de trigeneración. Este flujo procede de las ganancias de la planta por venta de bioetanol y no es considerado dentro de los flujos de capital por venta de electricidad y/o bagazo, por lo que no es deducible para impuestos por ventas de la planta de trigeneración.

El cálculo de este flujo de efectivo se realiza de manera análoga a las ganancias por venta de electricidad (Ecuación 5.10), pero en este caso se reemplaza el excedente de electricidad disponible para venta por la potencia de electricidad destinada en la operación de la biorefinería, calculada a partir de la Ecuación 3.7.

El término *depreciación* se refiere a la disminución en el valor de los activos con el paso del tiempo tras su uso. Este término es también comúnmente referido como *amortización*, sin embargo, estrictamente hablando, la amortización se refiere a activos intangibles y la depreciación se refiere a activos tangibles como equipos o maquinaria.

La depreciación de los activos es utilizada frecuentemente como estímulo por parte de organismos gubernamentales para incentivar a que las compañías inviertan en nuevos proyectos, con el fin de generar empleos y desarrollo económico sobre una comunidad (Ray Sinnot, 2019).

La forma más sencilla de depreciación consiste en la deducción del capital fijo de inversión sobre un período de tiempo, también referido como depreciación en línea recta (*straight line depreciation*). En este procedimiento el valor depreciable es depreciado linealmente sobre un período de n años:

$$D_c = \frac{\text{Inversión de capital fijo} - \text{Valor de rescate}}{n} = \frac{\text{TIC} - 0}{N} \quad 5.12$$

El valor de rescate de la Ecuación 5.12 es referido como el capital que se puede recuperar cuando se quiera vender la planta tras el período de depreciación. Este valor es típicamente 0 en plantas químicas, tomando en cuenta que la planta puede seguir operando después del período de depreciación (Ray Sinnot, 2019).

Para este trabajo, se considera una depreciación lineal y se tomará el tiempo de vida útil de los equipos (N) como período de depreciación. Así mismo, los cargos fiscales por préstamo de capital (FC) corresponden al valor por depreciación del TIC obtenido mediante la Ecuación 5.12.

Finalmente, los valores fijos utilizados en la evaluación económica para los esquemas de trigeneración se presentan en la Tabla 5.7. Estos valores fueron adaptados de múltiples trabajos publicados en la literatura para evaluar sistemas de cogeneración por bagazo de caña.

El tiempo de operación anual (OH) representa al período de operación efectivo de una planta de cogeneración por bagazo y corresponde al período de cosecha. Este período también corresponde al período típico de operación de una biorefinería de primera generación (Alves et al., 2015).

Por otra parte, el tiempo de vida útil de los equipos (N) se consideró de 20 años y corresponde a un valor intermedio con respecto a los reportados por Machin et al. y Cortes-Rodríguez et al. de 15 y 25 años, respectivamente, para plantas de cogeneración por bagazo en biorefinerías.

Tabla 5.7: Valores fijos para la evaluación económica de los esquemas de trigeneración propuestos. Valores adaptados de (Alves et al., 2015; Cortes-Rodríguez et al., 2018; Machin et al., 2021).

Parámetro	Unidades	Cantidad
Tiempo de vida útil de los equipos (N)	años	20
Tasa de impuestos (t_R)	%	35
Factor de descuento (i)	%	4
Precio de la electricidad	US\$/kWh	0.13
Precio del bagazo (50% humedad)	US\$/ton	18
Precio del etanol	US\$/L	0.702
Tiempo de operación anual (OH)	horas/año	4464

Los precios de la electricidad y del bagazo (50% de humedad) fueron adaptados de Machin et al. (2021). Con respecto al precio del bagazo húmedo, los precios varían de entre los 15 a 27 US\$ por tonelada; para este caso se consideró un valor de venta de 18 US\$ por tonelada.

El precio de la electricidad corresponde al precio reportado por Machin et al. (2021) y el precio del etanol fue tomado de *Global Petrol Prices*, correspondiente al precio del mes de abril del 2021 (Global Petrol Prices: Brazil Ethanol Prices, 2021).

5.1.2 Efecto de la economía de escala sobre la factibilidad económica de los esquemas

Es conocido que mientras más grande sea un producto, mayor es el precio de éste. Algo similar ocurre con los equipos industriales, y dado que una planta (o proceso) es un conjunto de equipos industriales, es de esperarse que la inversión total también incremente con la capacidad.

Sin embargo, a partir de un tamaño mínimo y sobre un cierto rango de razonabilidad, es de esperarse que el costo de inversión de capital por unidad de capacidad disminuya cuando la capacidad de proceso aumente, es decir, “por cada vez más, se pagaría menos”. Esta relación entre la reducción de la inversión de capital por unidad de capacidad con respecto al aumento sobre la capacidad de un proceso, es referido como la economía de escala (Castro Tato & Portuondo, 2009).

En ese sentido y con respecto a las ventajas en la instalación de procesos de gran tamaño, pueden oponerse en algunos casos los costos por transportación de materias primas, insumos y/o el producto final, por lo que también es importante considerar la localización de la planta o proceso a desarrollar (Castro Tato & Portuondo, 2009).

Cuando se busca aplicar el concepto de la economía de escala, es frecuente que se utilicen ecuaciones exponenciales para un lograr una estimación de los costos por inversión de capital con respecto a una planta con tecnología similar (Castro Tato & Portuondo, 2009; Khatiwada et al., 2016).

$$\text{Inversión}_{\text{deseada}} = \text{Inversión}_{\text{referencia}} \cdot \left(\frac{\text{Capacidad deseada}}{\text{Capacidad base}} \right)^{\alpha} \quad 5.13$$

Por lo regular, los costos extrapolados que utilizan la ecuación anterior corresponden a los costos dentro de los límites de batería de la planta, es decir, no se consideran los servicios auxiliares.

En la industria química, se suelen utilizar exponentes en el rango de 0.6-0.9, aunque en biorefinerías (especialmente en Brasil) es común que se utilice un exponente de 0.7 para extrapolar los costos por inversión (Castro Tato & Portuondo, 2009; Khatiwada et al., 2016).

En ese sentido, para este trabajo se plantea utilizar el criterio de la economía de escala con el propósito de analizar el efecto del tamaño de planta sobre la factibilidad económica de los esquemas. Para ello, se parte de una variación lineal de la capacidad de planta con respecto al nivel de producción base de ésta:

$$\text{Capacidad}_{\text{objetivo}} = \text{Capacidad}_{\text{base}} \cdot \left(\frac{N_{\text{objetivo}}}{100} \right) \quad 5.14$$

Donde: N_{objetivo} es el nivel de producción relativa a la producción base (%).

Para el caso de estudio propuesto, la capacidad base (O nivel de producción del 100%) consiste en procesar 493 ton/h de caña de azúcar y producir 1 millón de litros de etanol por día (85 L de etanol por tonelada de caña procesada). Por consiguiente, un nivel de producción del 120% consiste en una sobreproducción del 20% con respecto al caso base. De manera similar, un nivel de producción del 60% consiste en la reducción del 40% con respecto al caso base. Dado que la producción de bagazo está en función de la cantidad de caña procesada (Ecuación 4.6) el flujo de bagazo disponible para la planta de trigeneración también varía linealmente.

En ese sentido, también se considera que la demanda en los servicios de calentamiento, potencia y enfriamiento auxiliar de la biorefinería varían linealmente con respecto a la capacidad de la planta:

$$\text{Servicio}_{\text{objetivo}} = \text{Servicio}_{\text{base}} \cdot \left(\frac{N_{\text{objetivo}}}{100} \right) \quad 5.15$$

Es decir, la demanda de calor, enfriamiento y potencia obtenidos en el capítulo 3 se extrapolan a capacidades por encima o por debajo de la producción base. Por ejemplo, el flujo de vapor de 6.5 bares requerido por el proceso a un nivel de producción del 120% es:

$$m_{\text{vapor (objetivo)}} = m_{\text{vapor (base)}} \cdot \left(\frac{120}{100}\right) \quad 5.16$$

Si se aplica el mismo criterio al vapor de 2.5 bares requerido por proceso y se calcula el calor total suministrado a proceso (Q_{total}) se obtiene como resultado la misma demanda térmica total que al extrapolar directamente la demanda térmica total del caso base. Es decir:

$$Q_{\text{total (objetivo)}} = m_{2.5} \cdot \Delta H_{2.5} + m_{6.5} \cdot \Delta H_{6.5} = Q_{\text{total (base)}} \cdot \left(\frac{120}{100}\right) \quad 5.17$$

Una vez que ha sido actualizado el nivel de producción y los objetivos de servicios a suministrar, se realiza el análisis técnico de acuerdo con el tipo de esquema: combustión directa o gasificación, a partir de las ecuaciones y criterios de diseño presentados en el capítulo 4. Esto da como resultado, diferentes potenciales de sobreproducción eléctrica y de bagazo para su venta, así como, del tamaño (o capacidad) de cada equipo involucrado en los esquemas.

Finalmente, con estos nuevos potenciales de sobreproducción eléctrica, flujos de bagazo y capacidad de los equipos, es analizada la factibilidad económica de cada esquema extrapolado a partir de la metodología presentada en el apartado 5.1.1.

En términos generales, el análisis de cada esquema con respecto a la variación del nivel de producción (economía de escala) consiste en tres partes o secciones:

- Parte 1: Extrapolación de las demandas de calor, electricidad y enfriamiento auxiliar a partir de las ecuaciones 5.14 y 5.15 con respecto a los datos calculados en el Capítulo 3 para el caso base.
- Parte 2: Se efectúa el análisis técnico presentado utilizando los objetivos de calentamiento, electricidad y enfriamiento auxiliar de la parte 1. El análisis técnico será desarrollado utilizando los modelos presentados en el Capítulo 4 considerando el tipo de sistema a analizar, ya sea combustión directa o gasificación.
- Parte 3: Se realiza el análisis económico de los esquemas extrapolados utilizando la metodología presentada en apartado 5.1.1.

En la Figura 5.1 se presenta un esquema general de este proceso de escalamiento.

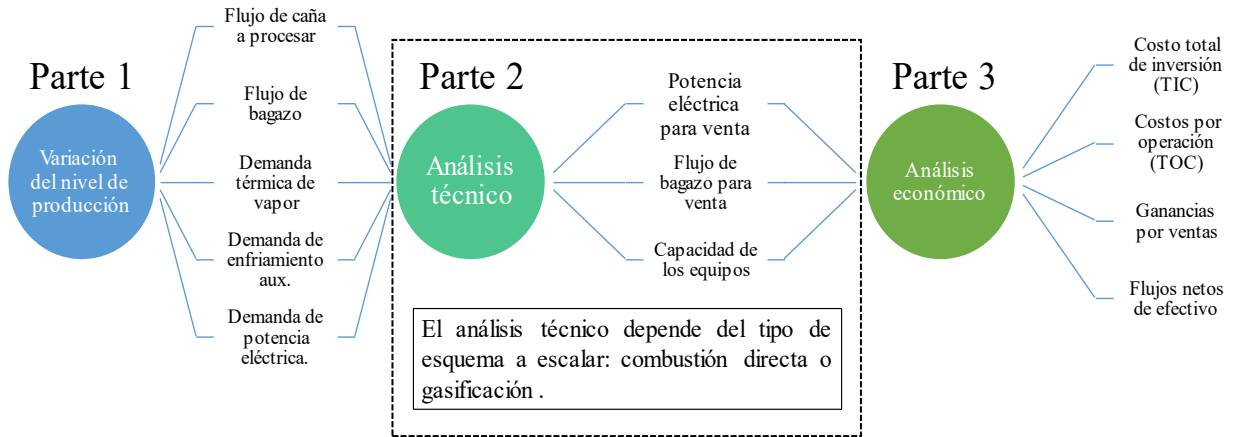


Figura 5.1: Esquema generalizado del proceso de escalamiento con respecto al nivel de producción.

Para este trabajo se propone evaluar el impacto del nivel de producción en un 120 y 60 por ciento con respecto al caso base para el esquema por combustión directa y posteriormente analizar los potenciales de sobreproducción eléctrica, flujos de bagazo (si aplican) y la capacidad de los equipos.

En el caso del esquema por gasificación, se propone un nivel de producción del 185 y 55 por ciento con respecto del nivel de producción base. De manera análoga, se obtienen los potenciales de sobreproducción eléctrica y la capacidad de los equipos. En ese sentido, las turbinas a utilizar son la Ansaldo Energía AE94.2K para el nivel de producción del 185% y la General Electric 6B.03 para el nivel de producción del 55%; las características de estas turbinas se presentaron en la Tabla 4.11. Así mismo, se utilizan los modelos del esquema por ciclo combinado presentados en el Capítulo 4 y la metodología de ajuste de turbina a condiciones de sitio y por uso de gas de síntesis como combustible.

De manera similar, los sistemas de enfriamiento son ajustados de acuerdo con el nivel de producción objetivo. Para ello, primero se extrapola la capacidad de enfriamiento auxiliar requerida por proceso a partir de la Ecuación 5.15, considerando un aumento lineal del nivel de producción:

$$Q_{\text{aux (objetivo)}} = Q_{\text{aux (base)}} \cdot \left(\frac{N_{\text{objetivo}}}{100} \right) \quad 5.18$$

Finalmente, se utilizan las Ecuaciones 4.129 y 4.150 para calcular el número de equipos requeridos, tomando en cuenta la capacidad base de cada sistema de enfriamiento: 500 ton para el sistema por compresión de vapor y 1000 ton para el sistema de enfriamiento por absorción.

Cabe destacar que el sistema de enfriamiento por compresión es propio del esquema por ciclo combinado, mientras que el sistema por absorción es utilizado en el esquema de combustión directa.

Capítulo 6: Análisis de resultados

En este capítulo se presentan y discuten los resultados obtenidos del análisis técnico y económico de los esquemas propuestos.

6.1 Resultados del análisis técnico

En la Tabla 6.1 se presentan las demandas ponderadas de calentamiento (vapor), potencia y enfriamiento auxiliar de proceso de acuerdo con los niveles de producción propuestos. En esta tabla se incluyen las demandas de los esquemas por combustión directa y gasificación. Así mismo, se consideró un sobre diseño del 2.75% en la capacidad de los sistemas de enfriamiento por compresión de vapor y absorción.

El caso base está representado por un nivel de producción del 100% y corresponde a la capacidad original de la biorefinería (493 ton/h de caña).

Tabla 6.1: Demandas de servicios para todos los esquemas propuestos (combustión directa y gasificación).

Nivel de producción (%)	Demanda térmica total (MW)	Vapor a 6.5 bar (kg/s)	Vapor a 2.5 bar (kg/s)	Enfriamiento auxiliar (MW)	Enfriamiento auxiliar (ton)	Potencia eléctrica (MW)
185	127.69	12.82	46.3	15.82	4625	33.54
120	82.77	8.32	30.02	10.26	3000	21.76
100	68.97	6.93	25.02	8.55	2500	18.13
60	41.38	4.16	15	5.13	1500	10.88
55	37.93	3.81	13.76	4.7	1375	9.97

Así mismo, los flujos máscicos de caña procesada y de bagazo húmedo (50%) a la salida de los molinos con respecto a cada nivel de producción se presentan en la Tabla 6.2.

Tabla 6.2: Flujos máscicos de caña procesada y de bagazo a la salida de los molinos.

Nivel de producción	Caña procesada (ton/h)	Flujo de bagazo (kg/s)
185%	912	70.93
120%	591.6	46
100%	493	38.34
60%	295.8	23
55%	271.15	21.08

El análisis técnico de cada esquema y los potenciales de sobreproducción eléctrica y de bagazo para exportación se basan en los datos de la Tabla 6.2 . Los resultados de los análisis técnicos de cada esquema se presentan en los siguientes apartados.

6.1.1 Esquema por combustión directa

En este primer apartado se presentan y discuten los resultados del análisis técnico de los esquemas por combustión interna y turbina de vapor.

Para simplificación en la presentación de resultados, en la Tabla 6.3 se detalla la nomenclatura optada para la clasificación de los resultados de los esquemas por combustión directa, con respecto a la configuración de turbina de vapor utilizada.

Tabla 6.3: Nomenclatura adoptada para los esquemas analizados.

Configuración de turbinas empleada	Nivel de producción (%)	Nomenclatura (Esquema)
Contrapresión	120	BPT-120
Contrapresión	100	BPT-100
Contrapresión	60	BPT-60
Contrapresión + Condensador	120	CT-120
Contrapresión + Condensador	100	CT-100
Contrapresión + Condensador	60	CT-60

Para el caso del esquema en conformado por dos turbinas (contrapresión + con condensador) se estableció que el 95% del bagazo sería utilizado en la generación de energía, mientras que, para el esquema conformado por una sola turbina de contrapresión, el flujo de bagazo utilizado para la generación de energía es dependiente del nivel de producción, aunque el 5% del bagazo total generado se sigue reservando para arranque y paro de planta. Los flujos de bagazo quemado (o utilizado para generar vapor) por nivel de producción y esquema, se presentan en la Tabla 6.4.

Tabla 6.4: Flujos de bagazo utilizados como combustible para los esquemas por combustión directa.

Esquema	Porcentaje de bagazo utilizado para energía (%)	Bagazo utilizado para energía (kg/s)
CT-120	95	43.71
CT-100	95	36.43
CT-60	95	21.86
BPT-120	49.5	22.78
BPT-100	49.5	18.98
BPT-60	49.5	11.39

El número de equipos por absorción requeridos para cubrir la demanda de enfriamiento auxiliar para los esquemas por combustión interna para los niveles de producción de 120, 100 y 60 por ciento es de 3, 2.5 y 1.5, respectivamente. Y cada equipo consume aproximadamente 2.159 kg/s de vapor saturado a 2.5 bares de presión.

El flujo másico de vapor generado por la quema de bagazo por esquema es calculado a partir de los resultados de la Tabla 4.5, correspondientes al diseño conceptual del quemador de bagazo. Así mismo, la distribución de vapor hacia proceso, desgasificador y para el sistema de enfriamiento por absorción se presentan en la Tabla 6.5.

Tabla 6.5: Distribución de vapor de acuerdo con el esquema propuesto.

Esquema	Vapor total producido (kg/s)	Vapor hacia proceso (kg/s)	Vapor hacia turbina con condensador (kg/s)	Vapor hacia desgasificador (kg/s)	Flujo de vapor a sistema LiBr/H ₂ O (kg/s)
CT-120	95.38	38.34	40.75	9.81	6.48
CT-100	79.48	31.95	33.97	8.16	5.4
CT-60	47.69	19.17	20.4	4.88	3.24
BPT-120	49.7	38.34	-	4.87	6.48
BPT-100	41.41	31.95	-	4.05	5.4
BPT-60	24.85	19.17	-	2.42	3.24

La distribución de condensados de cada esquema se presenta en la Tabla 6.6. En el análisis se consideró que el flujo másico de los condensados de proceso corresponde al 85% del vapor destinado a proceso y que no existen pérdidas de materia en los condensados de retorno del generador del sistema de enfriamiento y tampoco de los condensados de la turbina con condensador. Así mismo, en esta tabla se incluyen los flujos por agua de repuesto (o Make-up) y los flujos de agua para enfriamiento hacia el condensador de turbina.

Tabla 6.6: Flujos másicos de condensados por esquema. La temperatura del agua a la entada del condensador y del agua de repuesto es de 23 °C, el agua sale del condensador a 45 °C.

Esquema	Condensados de proceso (kg/s)	Condensado de turbina (kg/s)	Agua a condensador de turbina (kg/s)	Condensados del sistema LiBr/H ₂ O (kg/s)	Agua de repuesto o Make-up (kg/s)
CT-120	32.59	40.75	1039	6.48	6.24
CT-100	27.16	33.97	868.9	5.4	5.2
CT-60	16.29	20.4	526.8	3.24	3.12
BPT-120	32.59	-	-	6.48	6
BPT-100	27.16	-	-	5.4	5
BPT-60	16.29	-	-	3.24	3

En la Tabla 6.7 se presentan las eficiencias isentrópicas de las turbinas, calculadas a partir del ajuste de las curvas de eficiencias (Forsthoffer, 2011) y la calidad del vapor a la entrada del condensador de turbina. Así mismo, se consideró que la eficiencia isentrópica de la turbina de contrapresión se mantiene constante durante todas las etapas de expansión, y que las eficiencias mecánica y del generador de las turbinas son del 99.5 y 99 por ciento, respectivamente.

Tabla 6.7: Calidad del vapor a la entrada del condensador de turbina y eficiencias isentrópicas de las turbinas de vapor por esquema. BPT: Turbina de contrapresión, CT: Turbina con condensador

Esquema	Eficiencia isentrópica - BPT	Eficiencia isentrópica - CT	Calidad del vapor a la entrada del condensador (%)
CT-120	0.781	0.872	89.41
CT-100	0.776	0.866	89.72
CT-60	0.757	0.85	90.56
BPT-120	0.778	-	-
BPT-100	0.772	-	-
BPT-60	0.753	-	-

Los resultados de la distribución de energía en cada esquema se muestran en la Tabla 6.8. En esta tabla se presentan las cantidades de energía liberada por la combustión del bagazo y la potencia eléctrica producida por cada turbina. Así mismo, se incluye la energía removida por el condensador y la sobreproducción eléctrica de cada esquema al deducir el consumo por servicios auxiliares (bombas) y por el uso a proceso en la biorefinería.

Tabla 6.8: Distribución de energía térmica (calor) y eléctrica por esquema

Esquema	Energía liberada por combustión (MW)	Electricidad producida - BPT (MW)	Electricidad producida - CT (MW)	Energía cedida en el condensador (MW)	Sobreproducción eléctrica (MW)	Eficiencia global (%)
CT-120	333.8	33.5	43.91	86.9	54.4	50.77
CT-100	278.2	27.72	36.36	72.69	44.91	50.62
CT-60	166.9	16.26	21.44	44.07	26.2	50.17
BPT-120	173.9	30.86	-	-	8.5	71.02
BPT-100	144.9	25.54	-	-	6.87	70.90
BPT-60	86.96	14.98	-	-	3.78	70.51

Cabe mencionar que la eficiencia isentrópica de las bombas de proceso es del 85% mientras que la eficiencia isentrópica de la bomba de suministro a caldera es del 80%. Estos son valores típicos de equipos industriales, sin embargo, la eficiencia de bomba puede ser tan hasta de un 90%.

De acuerdo con los datos de la Tabla 6.8, la sobreproducción eléctrica de todos los esquemas cambia con una tendencia casi lineal. Para el caso base (representado por el esquema CT-100) se obtuvo una producción eléctrica bruta de 64 MW (sin contar las deducciones por servicios auxiliares o suministro a proceso) y un nivel de sobreproducción eléctrico de casi 45 MW. En este contexto, Alves et al. (2015) reporta una producción eléctrica bruta de 60 MW y 46 MW de sobreproducción eléctrica de un sistema cogeneración de una biorefinería de primera generación por caña de azúcar, el cual utiliza 35 kg/s de bagazo con 50% de humedad para producir vapor a 530 °C y 100 bares de presión y cuya demanda de electricidad es de 28 kWh por tonelada de caña procesada (TC). En dicho sistema de cogeneración se emplea una turbina de extracción/condensación (CEST, por sus siglas en inglés) la cual posee una extracción a 2.5 bares de presión y una descarga a condensador de 0.135 bar.

Una ventaja que posee el uso de dos turbinas en paralelo (BPT + CT) radica en el hecho de que la turbina con condensador puede operar en períodos donde la biorefinería no está activa, es decir, en un período fuera de la temporada de cosecha. Sin embargo, para esta tesis el análisis se limitará al período de máxima disponibilidad de bagazo, es decir, a la temporada de cosecha.

Dias et al. (2011) reporta una sobreproducción eléctrica de aproximadamente 39.8 MW (79.61 kWh/TC) para la misma biorefinería del caso de estudio (destilación doble + integración térmica) pero en este último se utiliza vapor a 80 bares y 480 °C, por lo que es de esperarse una sobreproducción eléctrica inferior. Así mismo, en dicho trabajo se utilizó el 93% del bagazo disponible y se asumió un 13% de fibra en la caña de azúcar, lo cual refleja un menor flujo másico de bagazo disponible para fines de cogeneración y, por ende, una menor producción eléctrica.

Por otra parte, Dias et al. (2011) reporta una sobreproducción de bagazo (o bagazo no utilizado para generar energía) del 54% para un sistema conformado únicamente por turbina de contrapresión, mientras que en la Tabla 6.4 el bagazo resultante para otros usos del esquema BPT-100, es del 45.5% del bagazo total generado. No obstante, la sobreproducción eléctrica reportada por Dias et al., (2011) para el sistema por turbina de contrapresión es de aproximadamente 3 MW (6.23 kWh/TC) y para el esquema BPT-100 es de aproximadamente 6.8 MW debido al flujo de vapor extra requerido sobre la demanda de proceso.

En ese sentido Alves et al. (2015) reporta una producción eléctrica total de casi 28 MW y una sobreproducción eléctrica de 13.88 MW para un consumo de vapor de aproximadamente 39 kg/s a 2.5 bares de presión. En este último se utiliza vapor a 530 °C y 100 bares de presión, y dado que la demanda de vapor es superior a la del caso de estudio de este trabajo (31.94 kg/s), es de esperarse una mayor cantidad de potencia eléctrica de salida, puesto que el flujo de vapor de estos sistemas es dependiente de la demanda térmica del proceso. No obstante, el uso de sistemas por una sola turbina de contrapresión está especialmente dirigido hacia la producción de bagazo para otros usos, como resultado de la reducción en la demanda de vapor por integración térmica y/o columnas de destilación doble.

En la Tabla 6.6 se observa que los flujos máxicos de agua de enfriamiento para condensador de turbina son considerablemente altos. Esto sucede por el hecho de que la mayoría de la energía suministrada por el vapor a la entrada de la turbina es absorbida por el agua del condensador de turbina. Este comportamiento es típico de este tipo de turbinas (Boyce, 2010).

Como resultado, la eficiencia global de los esquemas por una sola turbina (BPT-120, BPT-100 y BTP-60) es superior a comparación de los esquemas conformados por dos turbinas (CT-120, CT-100 y CT-60) a pesar de que la sobreproducción eléctrica de estos esquemas es muy baja. Sin embargo, como se mencionó algunas líneas arriba, una gran parte de la energía del vapor es absorbida por el agua del condensador. Estas eficiencias globales coinciden con las obtenidas por Lian et al. (2010) para sistemas de trigeneración por una sola turbina de contrapresión (72.8%) y turbina con condensador (55.2% y 35.5%). La eficiencia de 35.5% corresponde al caso en donde se produce un excedente de electricidad y la de 55.2% para el caso en donde únicamente se cubre la demanda de proceso. Así mismo, el flujo de agua de repuesto de todos los esquemas es prácticamente el mismo, ya que el flujo de condensados provenientes del proceso (biorefinería) es el mismo en ambas alternativas cuyo valor corresponde al 85% del vapor usado para proceso.

6.1.2 Esquema por gasificación y ciclo combinado

De manera similar a los esquemas por combustión directa, se opta por el uso de una nomenclatura propia para la clasificación de los esquemas por gasificación analizados. Dicha nomenclatura se presenta en la Tabla 6.9. Cabe destacar que en las etapas de diseño y ajuste a condiciones de sitio de la turbina (etapas 1 y 2) se utiliza gas metano como combustible cuyo poder calorífico es de 50 MJ/kg (Baakeem et al., 2015).

Tabla 6.9: Nomenclatura empleada para los esquemas por gasificación y ciclo combinado.

Nivel de producción (%)	Modelo de turbina empleado	Nomenclatura (Esquema)
185	AE94.2K	GT-185
100	6F.03	GT-100
55	6B.03	GT-55

Los flujos de bagazo húmedo, bagazo seco y flujo másico de gas de síntesis limpio a la salida del gasificador se presentan en la Tabla 6.10. En esta misma tabla se muestra el porcentaje de bagazo a la salida de los molinos a gasificador. El remanente (si aplica) es resguardado para otros usos.

Tabla 6.10: Flujos de bagazo húmedo, bagazo seco y de syngas limpio por esquema.

Esquema	Porcentaje de bagazo a gasificador (%)	Flujo másico de bagazo húmedo (kg/s)	Flujo másico de bagazo seco (kg/s)	Flujo másico de syngas limpio (kg/s)
GT-185	100	70.94	41.73	85.82
GT-100	92.5	35.47	20.86	42.91
GT-55	91.3	19.25	11.33	23.29

Como se describió en apartados anteriores, el modelado de las turbinas inicia con ajuste de la turbina a condiciones de diseño, las cuales corresponden a las condiciones ISO (15 °C y 1.013 bar). Los resultados de los parámetros utilizados para el ajuste de las turbinas a partir de los datos provistos por el fabricante (condiciones de diseño) y los modelos matemáticos descritos en el apartado 4.3.2.2 se describen en la Tabla 6.11. Así mismo, en la Tabla 6.12 se muestra la comparación del desempeño de la turbina calculado comparado con los datos de desempeño de la turbina provistos por el fabricante (Gas Turbine World Handbook, 2018).

En la segunda etapa del modelado, se ajustan las turbinas a las condiciones de sitio (25 °C y 1.013 bar) a partir de las Ecuaciones 4.103 y 4.106 y los balances de materia y energía de cada componente de la turbina, tomando como referencia los ajustes provistos por Gas Turbine World descritos en el apartado 4.3.2.2.4. Los valores de desempeño de la turbina a condiciones fuera de diseño (o de sitio) se presentan en la Tabla 6.13. Finalmente, en la tercera etapa, se evalúa el desempeño de la turbina utilizando gas de síntesis como combustible (Tabla 6.14). En esta última etapa se considera que el combustible ingresa precalentado a la cámara de combustión, mientras que en las etapas 1 y 2 el gas metano entra “frío” a la cámara de combustión (25 °C), por consiguiente, en las etapas 1 y 2 sólo se considera la energía liberada por la combustión.

Cabe mencionar que en las etapas a condiciones fuera de diseño (etapa 2 y 3) varían únicamente la potencia de salida de la turbina, el flujo de aire hacia la cámara de combustión, el flujo de combustible, el flujo de gases exhaustos, la razón de compresión del compresor y de la turbina, la temperatura de los gases exhaustos a la salida de la turbina y el peso molecular de los gases de combustión. Los demás parámetros se mantienen constantes con respecto a los valores de diseño.

Bajo este contexto, únicamente la eficiencia isentrópica del compresor de aire fue calculada a partir de los modelos provistos por Baakeem et al. (2015) ya que la eficiencia calculada por la Ecuación 4.90 era demasiado alta con respecto a datos publicados en la literatura para turbinas con características similares (Kim et al., 2010; Rodrigues et al., 2007; E. B. Silva et al., 2012). Por consiguiente, las eficiencias isentrópicas del expansor de la Tabla 6.11 fueron adaptadas con respecto a los datos de turbinas industriales reportados por Rodrigues et al. (2007).

Tabla 6.11: Parámetros utilizados para el modelado y ajuste de las turbinas de gas en sus valores a condiciones ISO.

Parámetro	Unidades	AE94.2K	6F.03	6B.03
Compresor de aire				
Caída de presión en el filtro de aire	%	1	1	1
Presión de entrada al compresor	bar	1.003	1.003	1.003
Flujo másico del aire	kg/s	530	217.5	142.5
Temperatura isentrópica de descarga	°C	306	357.3	315.1
Eficiencia isentrópica del compresor	-	0.887	0.857	0.882
Temperatura real de descarga	°C	342.1	412.1	353.9
Potencia suministrada al compresor	MW	178.9	89.74	49.91
Cámara de combustión				
Flujo de combustible	kg/s	9.75	4.763	2.625
Caída de presión en el combustor	%	3	4	6
Presión a la salida de la cámara	bar	11.67	15.79	11.972
Temperatura de entrada de turbina	°C	1082	1261	1090
Eficiencia de combustión	%	99.9	99.9	99.9
Peso molecular de los gases a la salida del combustor	kg/kmol	28.44	28.37	28.44
Turbina (expansor)				
Flujo másico de gases exhaustos	kg/s	539.8	222.3	145.15
Aumento de presión a la descarga	%	1.5	1.5	1.5
Presión de descarga	bar	1.028	1.028	1.028
Temperatura isentrópica de descarga	°C	478	528.6	477.9
Eficiencia isentrópica de la turbina	-	0.895	0.882	0.885
Temperatura real de descarga	°C	544.7	619.9	551.9
Potencia eléctrica de la turbina (terminales)	MW	171.7	86.96	44.16
Eficiencia mecánica	%	99.5	99.5	99.5
Eficiencia de generador eléctrico	%	99	98.7	98
Eficiencia térmica final	%	35.2	36.51	33.645

Tabla 6.12: Comparación del desempeño de turbina calculado y con respecto al reportado por el fabricante (*Gas Turbine World Handbook*, 2018).

AE94.2K				
Parámetro	Unidades	Calculado	Fabricante	Error (%)
Potencia eléctrica neta en terminales	MW	171.70	170.00	1.00
Flujo de combustible	kg/s	9.75	9.32	4.67
Flujo de gases exhaustos	kg/s	539.80	539.80	0.00
Temperatura de gases exhaustos	°C	544.70	545.00	-0.06
Eficiencia térmica	%	35.20	36.50	-3.56
6F.03				
Parámetro	Unidades	Calculado	Fabricante	Error (%)
Potencia eléctrica neta en terminales	MW	86.96	87.00	-0.05
Flujo de combustible	kg/s	4.76	4.76	0.00
Flujo de gases exhaustos	kg/s	222.30	222.30	0.00
Temperatura de gases exhaustos	°C	619.90	620.00	-0.02
Eficiencia térmica	%	36.51	36.50	0.03
6B.03				
Parámetro	Unidades	Calculado	Fabricante	Error (%)
Potencia eléctrica neta en terminales	MW	44.16	44.00	0.36
Flujo de combustible	kg/s	2.63	2.63	-0.02
Flujo de gases exhaustos	kg/s	145.15	145.15	0.00
Temperatura de gases exhaustos	°C	551.90	550.55	0.25
Eficiencia térmica	%	33.65	33.50	0.43

Tabla 6.13: Desempeño de la turbina a condiciones de sitio junto con el desempeño predicho a partir de los ajustes provistos por Gas Turbine World.

AE94.2K				
Parámetro	Unidades	Calculado	Ajuste GTW	Error (%)
Potencia eléctrica neta en terminales	MW	159.60	157.86	1.10
Flujo de combustible	kg/s	9.25	8.80	5.11
Flujo de aire	kg/s	512.3	-	
Razón de compresión	-	11.59	-	
Potencia consumida por el compresor	MW	175.40	-	
Temperatura de gases exhaustos	°C	550.10	-	
Peso molecular de los gases exhaustos	kg/kmol	28.45	-	
Eficiencia térmica	%	34.51	35.90	-3.87
6F.03				
Parámetro	Unidades	Calculado	Ajuste GTW	Error (%)
Potencia eléctrica neta en terminales	MW	81.10	80.79	0.39
Flujo de combustible	kg/s	4.53	4.50	0.52
Flujo de aire	kg/s	210.2	-	
Razón de compresión	-	15.85	-	
Potencia consumida por el compresor	MW	88.08	-	
Temperatura de gases exhaustos	°C	625.80	-	
Peso molecular de los gases exhaustos	kg/kmol	28.37	-	
Eficiencia térmica	%	35.84	35.90	-0.17

6B.03				
Parámetro	Unidades	Calculado	Ajuste GTW	Error (%)
Potencia eléctrica neta en terminales	MW	41.00	40.86	0.35
Flujo de combustible	kg/s	2.50	2.48	0.54
Flujo de aire	kg/s	137.7	-	
Razón de compresión	-	12.27	-	
Potencia consumida por el compresor	MW	48.93	-	
Temperatura de gases exhaustos	°C	557.40	-	
Peso molecular de los gases exhaustos	kg/kmol	28.45	-	
Eficiencia térmica	%	32.87	32.90	-0.09

De acuerdo con los datos presentados en la Tabla 6.12 y la Tabla 6.13 el principal efecto del cambio en la temperatura ambiente sobre la turbina es la reducción del flujo másico del aire circulante por el compresor, considerando que el compresor succiona un volumen constante de aire del ambiente. Además, ocurre una reducción del flujo de combustible ya que se necesita menos energía hacia la cámara para alcanzar la temperatura de turbina objetivo (o de salida de cámara). Dado que la potencia generada por la turbina es proporcional al flujo másico que circula a través de ella, la reducción en el flujo másico se refleja directamente sobre la potencia generada por el expansor (turbina), así como; sobre la potencia neta producida por la turbina de gases.

En ese contexto, también se presenta una reducción en la razón de compresión del compresor de aire por el ajuste de la presión a la entrada de la turbina. Así mismo, ocurre un aumento en la temperatura de los gases de combustión exhaustos a la salida de la turbina y la reducción en la eficiencia térmica de la turbina. Todos estos cambios descritos anteriormente sobre el desempeño de la turbina coinciden con aquellos reportados por Hannemann (2009), Olav (2010), Ibrahim & Rahman (2012) y Baakeem et al. (2015), donde evalúan el desempeño de turbinas de gases a diferentes condiciones de operación, destacando los efectos por la modificación en las condiciones ambientales.

Para la simulación de las turbinas en las etapas 1 y 2, no se consideraron las deducciones por compresión del gas metano hacia la cámara de combustión. Esta suposición es frecuente cuando se hacen cálculos de diseño en turbinas de gases de ciclo simple y por ciclo combinado, utilizando gas natural o gas metano como combustible (Baakeem et al., 2015; Boyce, 2010; Flatebø, 2012; Olav, 2010).

En la Tabla 6.13 se presenta la comparación del desempeño de la turbina calculado a partir de los modelos de turbina con respecto al desempeño utilizando los factores de ajuste provistos por Gas Turbine World. Por consiguiente, el error máximo entre ambos valores es de aproximadamente 5% con respecto a los valores obtenidos por los ajustes de Gas Turbine World, dicho porcentaje de error corresponde al flujo másico de combustible de la turbina AE94.2K. El flujo de combustible de las condiciones de referencia (o por los ajustes de GTW) fue calculado a partir de la Ecuación 4.82 y los datos de fabricante. Este flujo también fue utilizado como valor inicial para el cálculo del flujo de combustible en los balances de materia y energía de la cámara de combustión.

Como se mencionó en apartados anteriores, una ventaja del uso de gas de síntesis como combustible radica en un aumento considerable en el flujo de combustible y, por ende, del flujo másico de gases a la salida de la turbina, lo que refleja una mayor potencia neta de salida. Sin embargo, el aumento del flujo másico de los gases conlleva a un aumento de la presión de descarga de turbina y, en consecuencia, a un aumento en la razón de compresión en el compresor de aire a valores por encima de la razón de diseño, lo que implicaría una operación un tanto riesgosa del compresor.

Este comportamiento ha sido reportado por varios autores, en los que destaca Sánchez et al. (2010) en donde analizaron el desempeño de la turbina utilizando gas natural y 9 tipos diferentes de gas de síntesis. Sánchez et al. (2010) concluyeron que mientras más bajo sea el poder calorífico del gas de síntesis, mayor es el flujo de combustible a emplear para alcanzar la temperatura de turbina con respecto al uso del gas natural como combustible, y mayor es la razón de compresión del compresor, obteniendo razones muy por encima de los valores de diseño o cuando se utiliza gas natural como combustible. Esto implicaría un modo de operación riesgoso para la turbina.

En ese sentido, se propuso reducir el flujo másico de los gases a la entrada de la turbina (expansor) a partir de la extracción de una parte del aire a la descarga de la turbina, de tal forma que la razón de compresión se asemeje a las condiciones de sitio, o en su defecto, a las de diseño. Esta opción ha sido utilizada por múltiples autores para aliviar la tensión sobre la turbina cuando se utilizan gases de bajo poder calorífico como combustible (Kim et al., 2010; Olav, 2010; E. B. Silva et al., 2012).

La porción de aire extraída es dirigida al proceso de gasificación, ya que este se ejecuta a una presión relativamente alta (10 bar). Un modo de operación similar es reportado en un trabajo de Consonni & Larson (1994). En la Tabla 6.14 se presentan los datos de desempeño de la turbina utilizando gas de síntesis como combustible.

Tabla 6.14: Desempeño de las turbinas de gases utilizando syngas como combustible.

Parámetro	Unidades	AE94.2K	6F.03	6B.03
Compresor de syngas				
Potencia consumida por el compresor de syngas	MW	4.464	4.564	1.459
Temperatura del syngas a la salida del compresor	°C	100.25	140.05	108.05
Compresor de aire				
Flujo másico del aire a combustor	kg/s	452.8	183	122.9
Flujo másico de aire extraído	kg/s	54.2	27.21	14.77
Flujo másico de aire extraído a la atmósfera	kg/s	5.123	-	-
Razón de compresión	-	11.846	16.461	12.66
Temperatura de descarga del compresor de aire	°C	360	435	373.9
Potencia consumida por el compresor de aire	MW	177.5	89.93	49.77
Cámara de combustión				
Flujo másico de syngas al combustor	kg/s	85.82	42.91	23.29
Peso molecular de los gases a la salida del combustor	kg/kmol	29.06	29.1	29.06
Turbina (expansor)				
Flujo másico de gases exhaustos	kg/s	538.58	225.9	146.2
Temperatura de descarga de turbina	°C	555	631	560
Potencia eléctrica de la turbina (terminales)	MW	165.3	86.74	43.41
Eficiencia térmica (base LHV, sin precalentamiento)	%	33.53	35.18	32.43

En esta tercera etapa se ajustó el flujo de syngas y de aire extraído de tal forma que se alcanzara la misma temperatura de los gases a la salida de la cámara de combustión. También se consideró el calor sensible del gas a la salida del compresor de syngas, reduciendo en un 2% el flujo de combustible requerido por la cámara de combustión si sólo se tomara en cuenta la energía liberada por la combustión (poder calorífico).

Los resultados presentados en la Tabla 6.14 son consistentes con los reportados por Chacartegui et al. (2013), E. B. Silva et al. (2012) y Sánchez et al. (2010) en donde ocurre un incremento en la producción eléctrica y en la razón de compresión del compresor de aire por uso de gas de síntesis como combustible. Así mismo, ocurre un aumento en el peso molecular de los gases a la salida de la cámara de combustión que oscila entre un 2 a 2.5 por ciento con respecto a los valores de la turbina utilizando gas natural a condiciones de sitio, presentados en la Tabla 6.13.

Para el caso de la turbina AE94.2K se tuvo que extraer el 1% del aire succionado por el compresor (5.123 kg/s) para alcanzar la temperatura de turbina cuando se utiliza gas natural, ya que la cantidad de bagazo disponible no era suficiente para cubrir todo el syngas requerido por la turbina, utilizando inclusive el 100% del bagazo disponible por la biorefinería.

Así mismo, las razones de compresión de las turbinas a condiciones de sitio (etapa 2) y al usar syngas (etapa 3) difieren aproximadamente en un 2.5-3.8 por ciento con respecto a los valores de la etapa 2. Estos valores podrían considerarse como valores de operación seguros, tomando en cuenta que la razón de compresión puede aumentar hasta un 15% del valor de diseño cuando se cambia el gas natural por syngas, y a partir de un 12.5% es considerado como una zona de operación insegura para la turbina, y requeriría de la modificación en la geometría del compresor de aire (Chacartegui et al., 2013; Rodrigues et al., 2007; Sánchez et al., 2010; E. B. Silva et al., 2012). Lo recomendable sería utilizar los diagramas característicos del compresor y turbina para estimaciones mucho más precisas, sin embargo, estos no se encuentran disponibles en la literatura abierta y su lectura a veces resulta un poco ambigua.

Por otra parte, los resultados de los cálculos de los balances de materia y energía de los otros componentes que conforman el esquema de ciclo combinado y gasificación (HRSG, turbina de vapor, secador, sistema de enfriamiento y bombas) se presentan en la Tabla 6.15.

Un aspecto importante por destacar es la temperatura a la salida del generador de vapor (HRSG). Estos gases pueden ser enfriados a temperaturas cercanas a los 100 °C, no obstante, el grado de enfriamiento dependerá en primera instancia del punto de rocío ácido de los gases, como resultado del contenido de azufre presente en el combustible (Mohammed, 2019). En los tres esquemas propuestos (GT-185, GT-100 y GT-55) la temperatura de los gases se encuentra por encima de los 200 °C, esto con el propósito de garantizar un secado completo de la biomasa, sin embargo, esta temperatura restringe el flujo de vapor a la salida del generador de vapor.

En consecuencia, para garantizar que toda la demanda de vapor es cubierta por la planta, el balance de energía del generador de vapor se hizo dependiente de la temperatura de los gases en el secador. Es decir, primero se calculó la demanda térmica del secador, así como, la temperatura de los gases a la entrada y salida de éste. Una vez hecho esto, la temperatura a la entrada del secador es usada en el balance de energía del generador de vapor y así obtener la energía disponible para generar vapor a alta presión.

Tabla 6.15: Resultados de los cálculos de balances de materia y energía de los otros componentes del esquema por ciclo combinado y gasificación.

Parámetro	Unidades	GT-185	GT-100	GT-55
Generador de vapor (HRSG)				
Temperatura pinch	°C	15	25	15
Temperatura de acercamiento (approach)	°C	10	10	10
Temperatura de los gases a la entrada del generador de vapor	°C	555	631	560
Temperatura de los gases a la salida del generador de vapor	°C	225	211.6	209.4
Temperatura de los gases a la entrada del evaporador	°C	480.9	535.4	493.3
Flujo másico de gases exhaustos	kg/s	538.58	225.9	146.2
Presión de vapor generado	bar	83.77	83.77	63
Temperatura de vapor generado	°C	504.3	509.9	460.4
Flujo másico del vapor generado	kg/s	67	36.13	19.91
Temperatura del agua a la entrada del economizador	°C	118.3	118.3	118
Energía recuperada de los gases (Q_{HRSG})	MW	194.365	105.328	56.209
Bomba a alimentación del generador de vapor				
Eficiencia isentrópica	-	0.8	0.8	0.8
Potencia consumida	MW	0.8735	0.4711	0.1943
Bomba de condensados				
Eficiencia isentrópica	-	0.85	0.85	0.85
Potencia consumida	MW	0.0047	0.002545	0.0014
Turbina de vapor				
Eficiencia isentrópica de turbina	-	0.7853	0.7675	0.7534
Potencia eléctrica generada por la turbina	MW	40.46	21.57	10.25
Secador de biomasa				
Flujo de vapor a la salida del secador	kg/s	29.21	14.6	7.928
Temperatura de rocío de los gases exhaustos	°C	35.67	38.92	35.66
Temperatura de los gases a la salida del secador	°C	91.7	55.2	76.2
Energía recuperada de los gases ($Q_{secador}$)	MW	78.506	39.253	21.309
Sistema de enfriamiento por compresión				
Número de equipos de enfriamiento requeridos	-	9.25	5	2.75
Potencia total consumida por los compresores	MW	3.113	1.683	0.925
Desgasificador				
Flujo másico de vapor a desgasificador (6.5 bar de presión)	kg/s	7.811	4.179	2.317
Flujo másico de agua de repuesto (Make-up)	kg/s	9.334	5	2.774

En la Tabla 6.16, se presentan las fracciones molares de las especies a la salida de la cámara de combustión en las etapas 1, 2 y 3 del análisis de las turbinas.

Tabla 6.16: Composición molar de los gases a la salida de la cámara de combustión.

Especie	Etapa 1 (condiciones de diseño)			Etapa 2 (Condiciones de sitio)			Etapa 3 (Uso de syngas)		
	GT-185	GT-100	GT-55	GT-185	GT-100	GT-55	GT-185	GT-100	GT-55
CO ₂	0.032	0.038	0.032	0.031	0.037	0.032	0.070	0.083	0.070
H ₂ O	0.064	0.076	0.064	0.063	0.075	0.063	0.057	0.068	0.057
O ₂	0.139	0.126	0.139	0.141	0.128	0.140	0.124	0.107	0.124
N ₂	0.764	0.760	0.765	0.765	0.761	0.765	0.749	0.742	0.749

La temperatura a la salida del secador para los esquemas GT-185 y GT-55 se encuentran dentro del rango técnico reportado por Sosa-Arno et al. (2006) de aproximadamente 75 °C para secadores que utilizan gases exhaustos como medio de secado. Sin embargo, para el esquema GT-100 la temperatura se encuentra unos 20 °C por debajo de este rango. A pesar de esto, la temperatura de los gases a la salida del secador para este esquema se encuentra aproximadamente 16 °C por encima de la temperatura de rocío de los gases.

En ese contexto, Mohammed (2019) menciona que es posible reducir la temperatura de estos gases hasta los 65 °C siempre y cuando los combustibles utilizados en la turbina contengan un bajo (o nulo) contenido de azufre; tal es el caso del gas natural y el gas de síntesis. Sin embargo, desde un punto de vista económico, el enfriamiento de los gases por debajo de los 100 °C implicaría el uso de equipos de grandes dimensiones.

Con respecto al generador de vapor, se utilizó un pinch de 15 °C como valor mínimo. La reducción de este parámetro permitiría una mayor producción de vapor a costa de un aumento en el tamaño del equipo. De acuerdo con Eriksen (2017), la reducción en 3 °C en la temperatura pinch implicaría un aumento en el 10% del área de transferencia requerida por el equipo y solo el 1% de incremento en el flujo de vapor. Así mismo, en los tres esquemas se implementó una temperatura de acercamiento (approach) de 10 °C.

Para el caso del esquema GT-100 se utilizó una temperatura pinch de 25 °C debido a que la pendiente de los gases resultaba considerablemente pronunciada, como resultado de la alta temperatura de estos a la salida de la turbina (630 °C).

En este contexto, para poder reducir la temperatura pinch era necesario aumentar la presión del vapor o bien, reducir la temperatura de los gases a la salida del generador de vapor. Sin embargo, dado que los gases a la salida del secador ya se encontraban por debajo del límite técnico permisible (55 °C) esta opción era poco recomendable y el aumentar la presión de vapor implicaría el uso de materiales especiales que resistieran presiones por encima de los 80 bares de presión, así mismo, se requeriría un mayor flujo de calor de los gases para precalentar el agua en el economizador, lo que implicaría un mejor flujo de vapor generado por el evaporador. A esto se le suma el incremento sobre del área de transferencia y, por ende, del tamaño del equipo en general por la reducción en el pinch. En consecuencia, la mejor opción resultaba en mantener el pinch a una temperatura de 25 °C.

Los perfiles de temperatura (diagramas T-Q) de los esquemas GT-185, GT-100 y GT-55 se presentan en la Figura 6.1, Figura 6.2 y Figura 6.3, respectivamente.

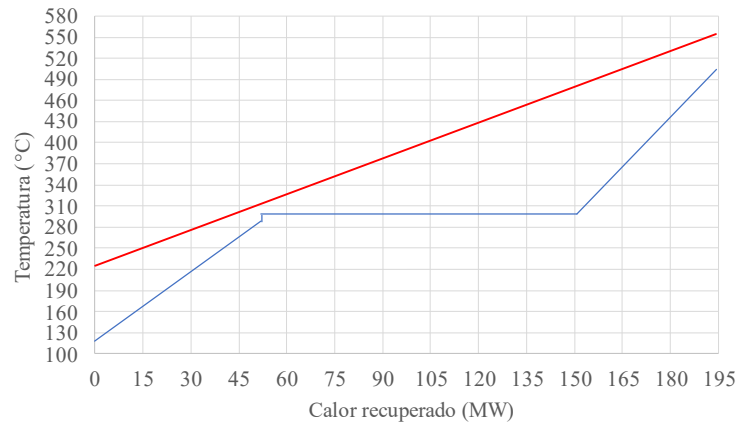


Figura 6.1: Perfil de temperatura del generador de vapor para el esquema GT-185.

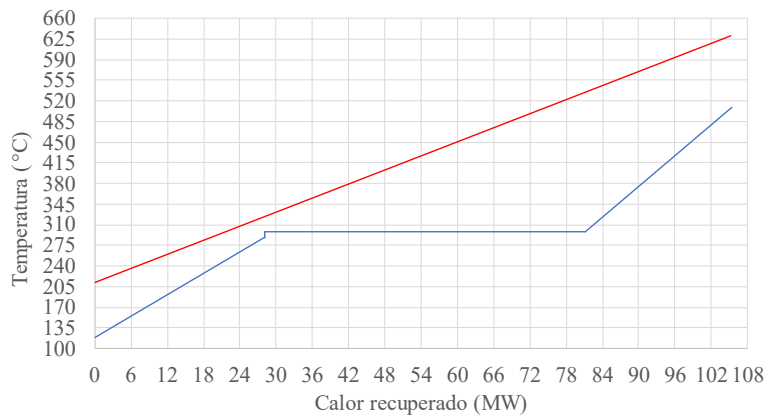


Figura 6.2: Perfil de temperatura del generador de vapor para el esquema GT-100.

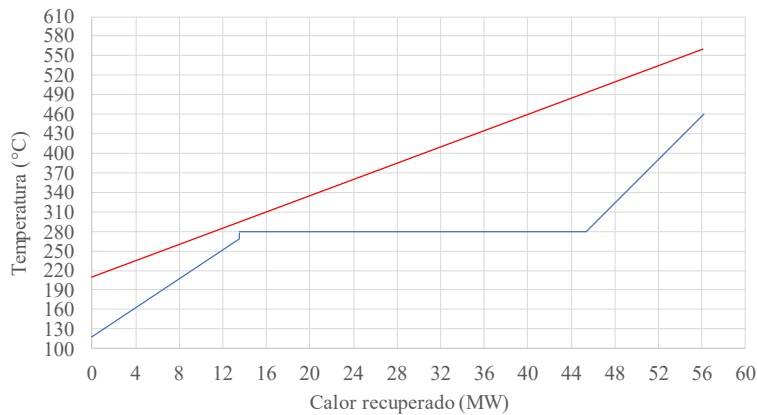


Figura 6.3: Perfil de temperatura del generador de vapor para el esquema GT-55.

Finalmente, en la Tabla 6.17 se presenta la producción eléctrica total (Turbina de gas + turbina de vapor), la sobreproducción eléctrica (electricidad disponible para venta) y la eficiencia global calculada por cada esquema.

Tabla 6.17: Producción eléctrica total, sobreproducción eléctrica y eficiencia global por esquema.

Parámetro	Unidades	GT-185	GT-100	GT-55
Producción eléctrica total (GT + ST)	MW	207.76	108.31	53.66
Sobreproducción eléctrica	MW	163.8	83.46	41.11
Eficiencia global	%	53.22	55.89	53.8

Con respecto a estos datos, la producción eléctrica total para el esquema GT-185 es de aproximadamente 207.76 MW y corresponde a un 24.3% superior al sistema de cogeneración por gasificación reportado por Pedroso et al. (2017) el cual produce 167 MW de potencia total. Este último utiliza una turbina con características similares a la usada en el esquema GT-185. Sin embargo, en el sistema reportado por Pedroso et al. (2017) el flujo de bagazo húmedo procesado (50% de humedad) es de aproximadamente 80.58 kg/s, un 12% superior al esquema GT-185.

En ese contexto, el sistema de cogeneración reportado por Machin et al. (2021) el cual utiliza la misma turbina que Pedroso et al. (2017) produce alrededor de 186 MW de potencia eléctrica, no obstante, el sistema de gasificación utilizado por Machin et al. (2021) consiste en un gasificador de flujo arrastrado presurizado, mientras que Pedroso et al. (2017) utiliza en primera instancia un gasificador de lecho fluidizado atmosférico.

Otro factor importante radica en el hecho de que el flujo másico de gases exhaustos del esquema GT-185 es superior al flujo másico de la turbina a condiciones de sitio utilizando gas natural como combustible. Mientras que los sistemas reportados por Pedroso et al. (2017) y Machin et al. (2021) mantienen los flujos másicos de los gases exhaustos como si se empleara gas natural como combustible. En consecuencia, es de esperarse una mayor producción eléctrica por parte del esquema GT-185. Así mismo, la demanda de vapor del esquema GT-185 es 37% superior con respecto al sistema reportado por Pedroso et al. (2017).

Por consiguiente, es de esperarse una mayor producción eléctrica por parte de las turbinas de vapor, aunado de que la condiciones del vapor generado de este último son de 64 bares y 503 °C, mientras que las condiciones del vapor del esquema GT-185 son de 83.77 bares y 504 °C.

Además, la eficiencia global para el sistema reportado por Pedroso et al. (2017) y Machin et al. (2021) (la cual es calculada de una forma similar a esta tesis) es del 39.1 y 39.86 por ciento, respectivamente. Estas eficiencias son menores a la obtenidas por los esquemas de esta tesis, principalmente por el hecho de que no se consideran las contribuciones por enfriamiento auxiliar y la demanda térmica de los sistemas reportados por Machin et al. (2021) y Pedroso et al. (2017) es inferior a la del esquema GT-185.

Un comportamiento similar es presentado en el esquema GT-100 en donde la producción eléctrica por parte de la turbina de gases es de 86.74 MW al utilizar syngas como combustible. En ese contexto, Copa Rey et al. (2021) reporta una producción total de 74.2 MW de potencia eléctrica para dos sistemas de cogeneración por gasificación y ciclo combinado, los cuales utilizan un gasificador a condiciones atmosféricas y bajo presurización. En ambos sistemas se emplea la misma turbina que el esquema GT-100, la GE 6F.03. No obstante, en el análisis realizado por Copa Rey et al. (2021) las condiciones atmosféricas son diferentes a la del esquema GT-100 y el flujo másico se mantiene a las mismas condiciones como si se utilizara gas natural, es decir, no aumenta a pesar de que se utiliza gas de síntesis como combustible.

Además, en los sistemas reportados por Copa Rey et al. (2021) se procesan alrededor de 30.2 kg/s de bagazo húmedo (50% de humedad) para el gasificador en condiciones atmosféricas y 29.3 kg/s en el sistema de gasificación presurizado, mientras que en el esquema GT-100 se procesan 35.47 kg/s de bagazo húmedo, es decir, se procesan un 17% y 21% extra, respectivamente. Cabe destacar que, en los sistemas reportados por Copa Rey et al. (2021) Pedroso et al. (2017) y Machin et al. (2021) se gasifica bagazo con 20% de humedad, mientras que en esta tesis la humedad del bagazo es del 15%.

Si bien en todos los esquemas desarrollados se cubren las demandas de vapor, potencia eléctrica y enfriamiento auxiliar requeridas por el proceso, es preciso destacar que la sobreproducción eléctrica juega un papel importante en las plantas tanto de cogeneración como de trigeneración debido a que ésta puede ser exportada para su venta, y así, lograr amortiguar los costos por inversión y operación, que por lo regular, suelen ser altos (Caputo et al., 2005; Lian et al., 2010; Shabbir & Mirzaeian, 2016).

En ese sentido, en la Figura 6.4 se muestran los potenciales de sobreproducción eléctrica de todos los esquemas por combustión directa y gasificación analizados.

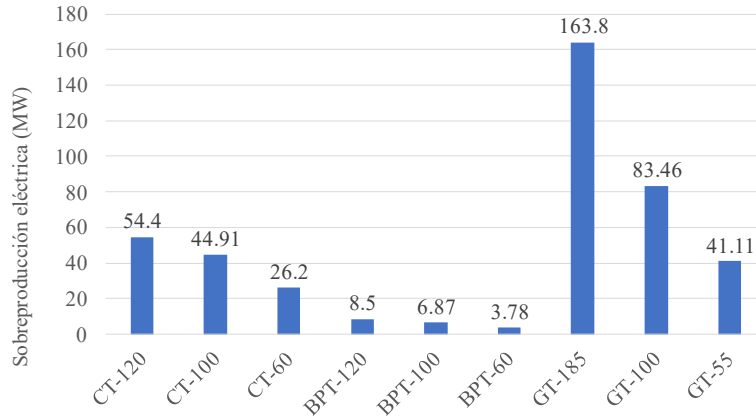


Figura 6.4: Potenciales de sobreproducción eléctrica de los esquemas desarrollados: combustión directa y gasificación.

Los potenciales de sobreproducción eléctrica de los esquemas por gasificación son considerablemente superiores a los de combustión interna, inclusive el sistema más pequeño (GT-55) presenta una sobreproducción eléctrica superior al esquema CT-60 y muy cercana a la generada por el esquema CT-100. Esta tendencia es consistente con la reportada por múltiples autores (Alves et al., 2015; Consonni & Larson, 1994; Copa Rey et al., 2021; Deshmukh et al., 2013; Dias, Modesto, et al., 2011; Llerena Pizarro et al., 2015; Machin et al., 2021; Pedroso et al., 2017) en donde destacan que los sistemas por gasificación y ciclo combinado presentan una mayor sobreproducción eléctrica que aquellos basados en combustión directa y ciclos Rankine, independientemente de que estos utilicen vapor a muy altas presiones (>60 bar) y temperaturas (>480 °C).

Otra de las razones por la que se está optando por el uso de sistemas de gasificación sobre los sistemas por combustión directa radica en el hecho de que emiten menos gases de efecto invernadero sobre la atmósfera, independientemente de que ambos emiten dióxido de carbono neutro, ambos sistemas emiten gases como metano, óxidos de azufre y óxidos de nitrógeno, los cuales son altamente nocivos para la salud y el medio ambiente.

En la Tabla 6.18 se presenta una comparación de las emisiones generadas por combustión directa (con 30% de exceso de aire) y gasificación del bagazo de caña mediante un gasificador de lecho fluidizado en donde se destaca un menor flujo de gases nocivos a la atmósfera al gasificar el bagazo.

Tabla 6.18: Emisiones por combustión directa y gasificación con respecto por kg de biomasa fresca. Adaptado de (Machin et al., 2021).

	Combustión directa	Gasificación
Emisiones	kg/kg _{bagazo}	kg/kg _{bagazo}
CO	4.61x10 ⁻⁵	9x10 ⁻⁷
CH ₄	5.76x10 ⁻⁶	9x10 ⁻⁷
SO ₂	2.9x10 ⁻⁵	2x10 ⁻⁷
NO _x	7x10 ⁻⁶	7x10 ⁻⁷
Partículas < 2.5 μm	6.07x10 ⁻⁵	5.7x10 ⁻⁵

Si bien son múltiples las ventajas que ofrecen los sistemas por gasificación y ciclo combinado aún existen limitaciones técnicas que impiden su aplicación a grandes escalas, principalmente en las etapas de pretratamiento de la biomasa. Sin embargo, múltiples autores destacan que es cuestión de tiempo para que estos desplacen parcial o totalmente a los sistemas tradicionales basados en combustión directa y turbinas de vapor (Copa Rey et al., 2021; Machin et al., 2021; Michailos et al., 2017; Pedroso et al., 2017; Santos et al., 2020; Thomson et al., 2020).

6.2 Resultados del análisis económico

En los siguientes apartados se presentan los resultados del análisis económico por esquema. Se presentan los costos totales por inversión, operación y flujos de efectivo con base en la metodología desarrollada en el Capítulo 5.

6.2.1 Esquema por combustión directa

En este apartado se presentan los resultados del análisis económico de los esquemas por combustión interna. En primera instancia, se desglosan los resultados de los costos totales por inversión (TIC). En la Tabla 6.19 se presentan los costos de los equipos (PE), así como los costos de equipos auxiliares conformados por tubería (PC), equipo eléctrico (E) y por obra civil (CW) por esquema. Cabe destacar que todos los costos de los equipos fueron actualizados al año 2019 a partir de los índices de costos CEPCI. En ese sentido, como se describió en el capítulo 5, los costos por equipos se encuentran divididos en tres categorías: 1) Costos de los equipos de la planta, 2) Costos de los equipos de pretratamiento y 3) Costos de los equipos para tratamiento de efluentes. No obstante, en las últimas dos categorías se suman todos los costos de las correlaciones descritas en la Tabla 5.2 en un costo neto por categoría.

Tabla 6.19: Costos de los equipos (PE) y por sistemas auxiliares (tuberías, equipo eléctrico y obra civil) para los esquemas por combustión directa. Costos en millones de dólares (M\$).

	CT-120	CT-100	CT-60	BPT-120	BPT-100	BPT-60
Costos por equipos (PE)						
<i>1. Equipos de la planta de trigeneración</i>						
Quemador de bagazo (caldera)	24.910	23.260	18.390	18.780	17.030	12.410
Turbina de contrapresión	8.769	7.647	5.271	8.275	7.242	4.974
Turbina con condensador	11.090	9.665	6.575	-	-	-
Generador de turbina de contrapresión	1.342	1.121	0.676	1.241	1.037	0.625
Generador de turbina con condensador	1.735	1.450	0.878	-	-	-
Condensador de turbina	1.326	1.109	0.672	-	-	-
Sistema de enfriamiento por absorción	0.836	0.697	0.418	0.836	0.697	0.418
Bomba de alimentación a caldera	0.317	0.279	0.194	0.200	0.176	0.122
Bomba a la salida del tanque de condensados	0.010	0.009	0.006	0.006	0.005	0.004
Bomba de condensador de turbina	0.007	0.006	0.004	-	-	-
<i>2. Pretratamiento de la biomasa</i>	5.640	4.832	3.156	2.696	2.327	1.553
<i>3. Tratamiento de efluentes</i>	7.169	6.404	4.681	4.164	3.730	2.745
Costos por tuberías (PC)	6.008	5.249	3.617	3.151	2.769	1.941
Costos por equipo eléctrico (E)	14.950	13.220	9.369	8.230	7.283	5.169
Costos por obra civil (CW)	11.120	10.310	8.344	7.709	7.156	5.808
Costos totales por equipos y auxiliares	95.229	85.257	62.251	55.288	49.452	35.769

Los costos por instalación (DIC), ingeniería (EG), servicios auxiliares (AS), instrumentación y preparación del sitio (SIC) y por arranque (SU) se presentan en la Tabla 6.20. En ese sentido, en la misma tabla se muestran los totales de inversión (TIC) por esquema.

Tabla 6.20: Costos totales de inversión (TIC) de los esquemas por combustión directa. Costos en millones de dólares (M\$).

	CT-120	CT-100	CT-60	BPT-120	BPT-100	BPT-60
Costos directos por instalación (DIC)	18.948	16.950	12.276	10.860	9.675	6.855
Costos por diseño e ingeniería (EG)	7.579	6.780	4.910	4.344	3.870	2.742
Costos por servicios auxiliares (AS)	9.474	8.475	6.138	5.430	4.838	3.428
Costos por instrumentación y preparación del sitio (SIC)	12.632	11.300	8.184	7.240	6.450	4.570
Costos por arranque (SU)	6.316	5.650	4.092	3.620	3.225	2.285
Costos totales de inversión (TIC)	150.178	134.412	97.851	86.782	77.509	55.648

De acuerdo con la Tabla 6.19, los equipos con mayor impacto en la inversión son la caldera y las turbinas. El precio de la caldera de bagazo del esquema CT-100 coincide con el reportado por múltiples autores, el cual ronda alrededor de los 19.7 M\$ para una capacidad de planta de 500 toneladas de caña por hora (Cortes-Rodríguez et al., 2018; Palacios-Bereche et al., 2015).

Bajo este contexto, los precios de las turbinas de vapor coinciden con los reportados por la EPA (United States Environmental Protection Agency, 2007) para la evaluación económica de plantas de cogeneración y generación de potencia por biomasa, los cuales son de aproximadamente 3.250 M\$ para las turbinas de contrapresión con capacidad de 8 MW y de 7.525 M\$ para turbinas con condensador con capacidad de 23.3 MW. Así mismo, Lian et al. (2010) y Sartori da Silva & Matelli (2019) reportan que el precio de una turbina de vapor con capacidad de 1 MW ronda alrededor de 1.1 M\$. Los costos por compra de equipos (PE) para el esquema CT-100 coinciden con los costos reportados por Palacios-Bereche et al. (2015) para la planta de cogeneración de una biorefinería con capacidad de 500 TC/hora, los cuales son de aproximadamente 83.2 M\$. Los costos del sistema de enfriamiento fueron calculados a partir del producto del número de equipos por el valor de la correlación con respecto a la capacidad base.

Los costos operativos (TOC) de los esquemas por combustión directa se muestran en la Tabla 6.21. En estos se incluyen: los costos por mantenimiento (M), manejo de residuos sólidos (como cenizas) y la mano de obra (OL).

Tabla 6.21: Costos operativos (TOC) por esquema de combustión directa. Costos representados en millones de dólares (M\$).

	CT-120	CT-100	CT-60	BPT-120	BPT-100	BPT-60
Mano de obra (OL)	0.468	0.468	0.468	0.468	0.468	0.468
Transporte de cenizas (AT)	0.523	0.436	0.261	0.272	0.227	0.136
Tratamiento de cenizas (AR)	0.202	0.169	0.101	0.105	0.088	0.053
Mantenimiento (M)	2.252	2.017	1.467	1.302	1.163	0.835
Aseguramiento y costos generales (IG)	1.501	1.345	0.978	0.868	0.776	0.557
Costos totales de operación (TOC)	4.947	4.434	3.275	3.016	2.722	2.049

Finalmente, en la Tabla 6.22 se presentan los parámetros de los flujos de efectivo de cada esquema. En ese sentido, también se presenta el valor presente neto (NPV) de cada esquema, tomando en cuenta que los flujos de efectivo son constantes cada año y que los impuestos son calculados con respecto a las ganancias del año anterior. Por consiguiente, los impuestos en el año 1 son cero (Ray Sinnot, 2019). Dado que los flujos de efectivo son descontados bajo un interés compuesto (tasa de descuento), los flujos de efectivo que se encuentran en los últimos años de operación son considerablemente inferiores a aquellos que surgen en los primeros años de operación, es por ello por lo que es más relevante el capital ganado durante los primeros años de operación de la planta. A esto se le conoce como “el valor del dinero en el tiempo”.

Tabla 6.22: Elementos de los flujos de efectivo para los esquemas por combustión directa. Todos los elementos están representados en millones de dólares (M\$).

Elemento	CT-120	CT-100	CT-60	BPT-120	BPT-100	BPT-60
Ganancias por venta de electricidad (R_e)	31.569	26.062	15.204	4.905	3.984	2.192
Ganancias por venta de bagazo (R_b)	-	-	-	6.056	5.047	3.028
Flujo de efectivo por ahorro de electricidad (P_e)	12.627	10.522	6.313	12.627	10.522	6.313
Incentivos por depreciación (D_c)	7.507	6.723	4.890	4.340	3.878	2.784
Impuestos (T_x)	8.422	6.769	3.610	2.317	1.803	0.853
Valor presente neto (NPV) [$i = 4\%$]	174.881	125.642	38.071	104.545	75.708	24.616
Valor presente neto (NPV) [Sin incentivo]	3.278	-17.360	-47.730	-67.058	-67.294	-61.186
Ganancias directas por venta de bioetanol	157.583	131.319	78.791	157.583	131.319	78.791

Otro punto importante es el efecto de la economía de escala sobre los esquemas. Esto es, al aumentar el nivel de producción o la cantidad de caña a procesar, también aumentan los costos totales por inversión, sin embargo, también aumentan las ganancias por ventas de electricidad y bagazo. Lo contrario debería ocurrir al reducir el nivel de producción.

Bajo este contexto, los esquemas por combustión directa presentan un NPV positivo en todos los casos, inclusive para el nivel de producción del 60%. Cabe destacar que el NPV de los esquemas conformados por dos turbinas (CT) es considerablemente mayor al de los esquemas conformados por una sola turbina (BPT) a pesar de que los costos por inversión de estos son casi el doble de los esquemas conformados por solo una turbina.

En ese sentido, el flujo de efectivo por ahorro de electricidad a proceso (P_e) juega un papel importante en la factibilidad de los esquemas, destacando el hecho de que este flujo de capital representa el 8% de las ganancias directas por venta de bioetanol (Tabla 6.22). En la Figura 6.5 se muestra la comparación del impacto del flujo de efectivo por ahorro de electricidad a proceso sobre los flujos acumulativos actuales de los esquemas CT-120, CT-100 y CT-60. Así mismo, en la Figura 6.6 se muestra la misma comparación, pero ahora evaluando a los esquemas BPT-120, BPT-100 y BPT-60. En ambos gráficos se utiliza una tasa de descuento del 4% y el valor presente neto corresponde al flujo de efectivo sobre el eje vertical en el año 20. Así mismo, se asume que la inversión total de capital se efectúa en el año cero. En ambas figuras se observa que en todos los esquemas ocurre una reducción considerable en el valor presente neto al no considerar el flujo de efectivo por ahorro de electricidad, destacando que sólo el esquema CT-120 presenta un valor presente neto positivo, pero mucho más reducido, Por otra parte, el esquema BPT-60 presenta una tendencia económica negativa.

Esto último es indicativo de que las ganancias por venta de bagazo y de electricidad no son suficientes para solventar los costos por operación, préstamos de capital e impuestos. Si bien los esquemas CT-100 y CT-60 presentan NPV negativos, estos muestran una tendencia positiva, es decir, las ganancias por ventas de electricidad reflejan un mejor impacto económico que la venta de bagazo, a pesar de que los costos por inversión de capital y de operación sean mayores a comparación de los esquemas donde se involucra la venta de bagazo.

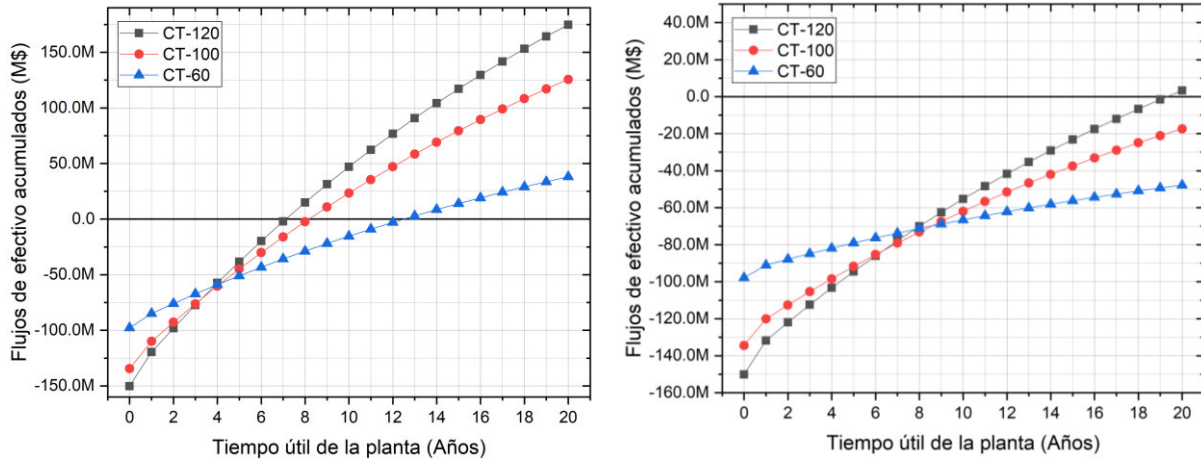


Figura 6.5: Flujos de efectivo actuales acumulados por año para los esquemas CT-120, CT-100 y CT-60. Esquema con incentivo por ahorro de electricidad (izquierda), esquema sin incentivo por ahorro de electricidad (derecha).

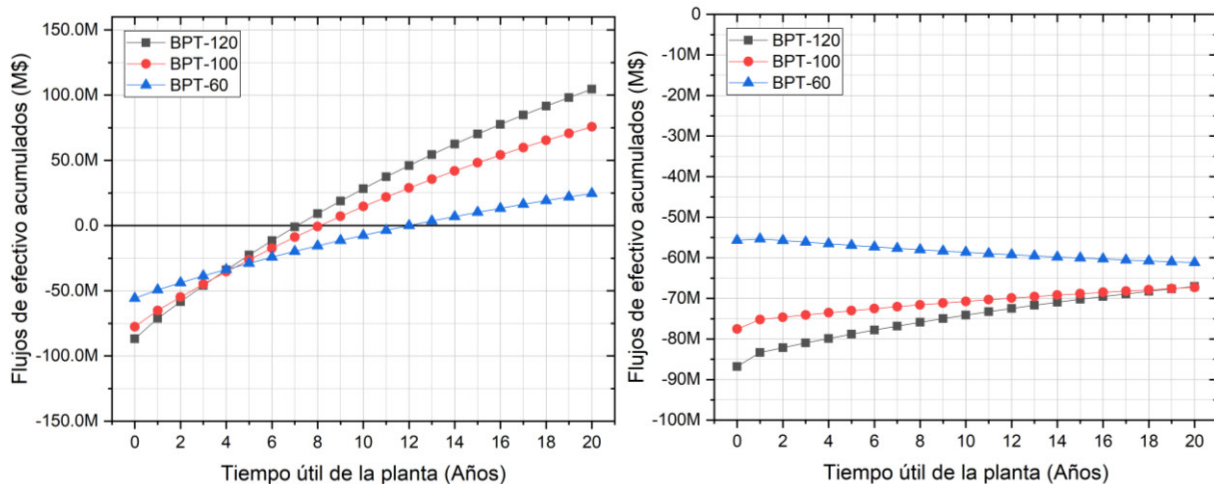


Figura 6.6: Flujos de efectivo actuales acumulados por año para los esquemas BPT-120, BPT-100 y BPT-60. Esquema con incentivo por ahorro de electricidad (izquierda), esquema sin incentivo por ahorro de electricidad (derecha).

En consecuencia, a pesar de que los esquemas conformados por dos turbinas (CT-120, CT-100 y CT-60) requieren de un capital superior de inversión, este se puede recuperar siempre y cuando el nivel de producción se encuentre por encima del nivel de producción base (100%) para el caso en donde no se consideren los flujos de efectivo por ahorro de electricidad a proceso.

No obstante, al considerar los incentivos por ahorro de electricidad sobre los esquemas conformados por una y dos turbinas, el capital invertido se recupera en un período no mayor de 13 años para el caso del nivel de producción del 60%. Una vez que el capital invertido sea recuperado, la venta por insumos como la electricidad o bagazo lograrían cubrir los costos por operación, impuestos y aquellos derivados por préstamos de capital (costos fiscales) sobre la mayoría de los esquemas. Esto se puede corroborar con los flujos de efectivo de la Figura 6.5 y la Figura 6.6 en conjunto con los datos de la Tabla 6.21 y la Tabla 6.22. Así mismo, tras haber cubierto los costos por inversión o cuando la curva de flujos de efectivo acumulativos cruza el eje horizontal (Figura 6.5 y Figura 6.6), los flujos de capital por ahorro de electricidad a proceso retornarían sobre las ganancias por venta de etanol y el NPV de la planta sería positivo.

Esto último con referencia Ray Sinnot (2019) donde describe que cuando los flujos de efectivo por período (valor futuro) son sumados (o acumulados) y graficados sobre todo el período de operación de la planta, se forma una curva o línea recta, y si esta curva cruza el eje horizontal se alcanza la factibilidad económica, o bien, los costos por inversión de capital son cubiertos en su totalidad. Este punto también es definido como “Punto de quiebre”. En ese contexto, Machin et al. (2021) y Pazuch et al. (2017) describen un comportamiento similar pero utilizando flujos de efectivo descontados, o trasladados al valor actual (valor presente) y destacan que cuando la curva de flujos de efectivo actuales cruza el eje horizontal, se logra la factibilidad económica y las ganancias por ventas son lo suficientemente altas para sobrellevar los costos por operación. En consecuencia, el punto de quiebre de los esquemas por una y dos turbinas en donde se consideran los flujos de efectivo por ahorro de electricidad, P_e , ronda entre los 7 y 13 años.

Sin embargo, para el esquema BPT-60 las ganancias por venta de bagazo y electricidad no son suficientes para solventar los costos por operación, préstamos de capital e impuestos, y, por consiguiente, este esquema es dependiente de los flujos de capital por ahorro de electricidad a proceso (P_e).

Por consiguiente, para este esquema es requisito que se consideren los flujos de efectivo por ahorro de electricidad para obtener factibilidad económica y un valor presente positivo.

A pesar de que los costos por inversión de capital y de operación son menores a comparación del esquema CT-60, las ganancias por ventas de electricidad de este último sí logran cubrir los costos por operación, impuestos y por préstamos de capital. Por consiguiente, la tendencia es positiva aún sin tomar en cuenta los flujos de capital por ahorro de electricidad. Sin embargo, al no considerarse los flujos de efectivo por ahorro de electricidad a proceso, las ventas de electricidad no cubren los costos por inversión y el valor presente neto es negativo, por ende, no se alcanza la viabilidad económica en todo el período de evaluación económico, es decir, durante el tiempo de vida útil de los equipos.

Una tendencia similar se presenta en los esquemas CT-100, BPT-100 y BPT-120 en donde ocurre una tendencia económica positiva, pero no se logran cubrir a los costos totales de inversión cuando no se incluyen los flujos de capital por ahorro de electricidad a proceso.

6.2.2 Esquema por gasificación y ciclo combinado

De manera análoga a los esquemas por combustión directa, en la Tabla 6.23 se presentan los costos de los equipos que conforman las plantas de trigeneración por gasificación y ciclo combinado calculados a partir de las correlaciones presentadas en el capítulo 5. En esta tabla también se incluyen los costos por equipo auxiliar (pretratamiento de biomasa y tratamiento de efluentes).

Con respecto al secador de bagazo, este no se incluyó en la clasificación del pretratamiento de biomasa, esto con el propósito de mantener la homogeneidad en las correlaciones proporcionadas por Machin et al. (2021) y aquellas obtenidas de otras fuentes. Bajo este contexto, el flujo volumétrico de los gases calientes a la entrada del secador fue calculado a partir de la densidad del gas y la ecuación de los gases ideales (Felder, 2004).

$$\rho_{\text{gas}} = \frac{PM_{\text{gases}} \cdot P}{R \cdot T} \quad 6.1$$

Tabla 6.23: Costos por compra de equipos y equipos auxiliares de los esquemas por gasificación y ciclo combinado. Los costos están descritos en millones de dólares (M\$).

	GT-185	GT-100	GT-55
Costos por equipos (PE)			
<i>1. Equipos de la planta de trigeneración</i>			
Gasificador	116.000	61.410	35.070
Secador de biomasa	4.417	2.168	1.527
Compresor de syngas	0.459	0.466	0.217
Turbina de gas	44.645	27.934	17.333
Generador de turbina de gas	6.158	3.259	1.705
Generador de vapor (HRSG)	18.260	8.480	5.211
Turbina de contrapresión	9.977	6.412	3.797
Generador de turbina de contrapresión	1.575	0.867	0.428
Sistema de enfriamiento por compresión	4.206	2.274	1.251
Bomba de alimentación a HRSG	0.247	0.159	0.085
Bomba a la salida del tanque de condensados	0.007	0.005	0.003
<i>2. Pretratamiento de la biomasa</i>	12.830	7.451	4.184
<i>3. Tratamiento de efluentes</i>	12.970	8.773	5.763
Costos por tuberías (PC)	12.300	7.660	4.629
Costos por equipo eléctrico (E)	28.370	18.620	11.780
Costos por obra civil (CW)	16.540	12.730	9.600
Costos totales por equipos y auxiliares	288.961	168.668	102.582

De acuerdo con los resultados de la Tabla 6.23 las turbinas de gas, los gasificadores y el generador de vapor (HRSG) son los equipos que más impacto producen en la inversión de capital. En ese sentido, los precios de las turbinas AE94.2K, 6F.03 y 6B.03 calculados a partir de la correlación reportada por Michailos et al. (2017) coinciden con los reportados por Gas Turbine World (Gas Turbine World Handbook, 2018), los cuales son de 47.4 M\$, 31.1 M\$ y 17.650 M\$, respectivamente. Los precios reportados por GTW corresponden al precio de los equipos bajo condiciones ISO y a carga total (o de diseño). En ese sentido, los costos de turbina mostrados en la Tabla 6.23 fueron calculados utilizando la potencia neta de salida a condiciones ISO (Tabla 4.11).

Análogo a los esquemas por combustión directa, el sistema de enfriamiento por compresión fue calculado a partir del producto del número de equipos y el valor de la ecuación de costos con respecto a la capacidad base del equipo.

Con respecto al sistema de gasificación, la correlación utilizada está basada en la predicción del costo de un sistema de gasificación de lecho fluidizado operando a 15 bares de presión (Caputo et al., 2005; Machin et al., 2021).

Bajo este contexto, Worley & Yale (2012) reportan que el costo de un sistema de gasificación de lecho fluidizado presurizado (10 bar) con una capacidad de alimentación de 11.57 kg/s de biomasa con 20% de humedad y de producción de 21.67 kg/s de syngas húmedo, ronda alrededor de los 21.93 M\$ (dólares del 2011). Por consiguiente, si extrapolamos este costo considerando una tendencia lineal en la alimentación de bagazo seco y también actualizar este valor al 2019 por los coeficientes CEPCI, obtenemos que el costo del sistema de gasificación para los niveles de producción de esquemas GT-185, GT-100 y GT-55 es de 81.99, 40.98 y 22.26 M\$, respectivamente. Bajo este contexto, Holmgren (2015) reporta que el costo de un sistema de gasificación de lecho fluidizado presurizado con una capacidad térmica de 485 MW (con base en el poder calorífico de la biomasa húmeda) es de aproximadamente 208 M\$ (dólares del 2007).

Es preciso destacar que la correlación utilizada para estimar el costo del gasificador está basada en una tecnología que no es totalmente similar a la reportada por Worley & Yale (2012) o por Holmgren (2015). En consecuencia, es de esperarse que los costos del extrapolados de la literatura no coincidan completamente con los predichos por la correlación. Sin embargo, los costos extrapolados de la literatura funcionan como referencia del costo real del equipo. Y a pesar de que los costos de los sistemas por gasificación calculados por la correlación y los extrapolados de Worley & Yale (2012) difieren hasta en un 57% el orden de magnitud de ambos valores es similar, es decir, de 10^6 .

El costo del generador de vapor (HRSG) para el esquema GT-185 coincide con el reportado por Keshavarzian et al. (2015) para una turbina con características similares, es cual es de aproximadamente 25 M\$ (dólares del 2015) para un generador con 3 niveles de presión.

En la Tabla 6.24 se presentan los costos por instalación de quipos, ingeniería, servicios auxiliares y por arranque, así mismo, se muestran los costos de totales de inversión (TIC) de cada esquema.

Tabla 6.24: Costos totales de inversión de los esquemas por gasificación y ciclo combinado. Los costos están descritos en millones de dólares (M\$).

	GT-185	GT-100	GT-55
Costos directos por instalación (DIC)	69.51	38.91	22.974
Costos por diseño e ingeniería (EG)	27.804	15.564	9.1896
Costos por servicios auxiliares (AS)	34.755	19.455	11.487
Costos por instrumentación y preparación del sitio (SIC)	46.34	25.94	15.316
Costos por arranque (SU)	23.17	12.97	7.658
Costos totales de inversión (TIC)	490.540	281.507	169.207

Los costos totales por inversión del esquema GT-185 son cercanos a los reportados por Machin et al. (2021) para una planta con características similares, los cuales son de 413 M\$. No obstante, la producción eléctrica neta de esta última es de 186 MW, mientras que la potencia eléctrica neta del esquema GT-185 es de 207 MW (Tabla 6.17).

En consecuencia, es de esperarse que los costos totales de inversión del esquema GT-185 sean un poco más elevados que aquellos reportados por Machin et al. (2021). En ese sentido, la diferencia entre ambos costos totales es del 18.8% y la diferencia de potencia eléctrica neta entre ambos sistemas es del 11.3%, aproximadamente. Por consiguiente, la relación costos/potencia es congruente.

En la Tabla 6.25 se presentan los resultados de los costos de operación por esquema.

Tabla 6.25: Costos de operación de los esquemas por gasificación y ciclo combinado. Los costos están descritos en millones de dólares (M\$).

	GT-185	GT-100	GT-55
Mano de obra (OL)	0.468	0.468	0.468
Transporte de residuos sólidos (cenizas + carbón) (AT)	4.357	2.178	1.183
Tratamiento de cenizas (AR)	1.687	0.843	0.458
Mantenimiento (M)	14.714	8.446	5.077
Aseguramiento y costos generales (IG)	4.905	2.815	1.692
Costos totales de operación (TOC)	26.131	14.751	8.878

Los elementos que conforma los flujos de efectivo se presentan en la Tabla 6.26. Así mismo, se presenta el valor presente neto (NPV) de cada esquema considerando una tasa de descuento del 4% y un tiempo de vida útil de la planta de 20 años.

Tabla 6.26: Elementos de los flujos de efectivo para los esquemas por gasificación y ciclo combinado. Todos los elementos están representados en millones de dólares (M\$).

Parámetro	GT-185	GT-100	GT-55
Ganancias por venta de electricidad (R_e)	95.057	48.434	23.857
Ganancias por venta de bagazo (R_b)	-	-	-
Flujo de efectivo por ahorro de electricidad (P_e)	19.466	10.522	5.787
Incentivos por depreciación (D_c)	24.524	14.077	8.461
Impuestos (T_x)	24.686	12.025	5.389
Valor presente neto (NPV) [i = 4%]	65.743	-23.948	-70.046
Valor presente neto (NPV) [i = 2%]	174.392	26.264	-50.847
Ganancias directas por venta de bioetanol	242.940	131.319	72.225

En ese sentido, en la Figura 6.7 se presentan las curvas de los flujos de efectivo acumulados en su valor presente para una tasa de descuento del 4% y 2%. El valor presente neto corresponde al flujo de efectivo acumulado en el año 20.

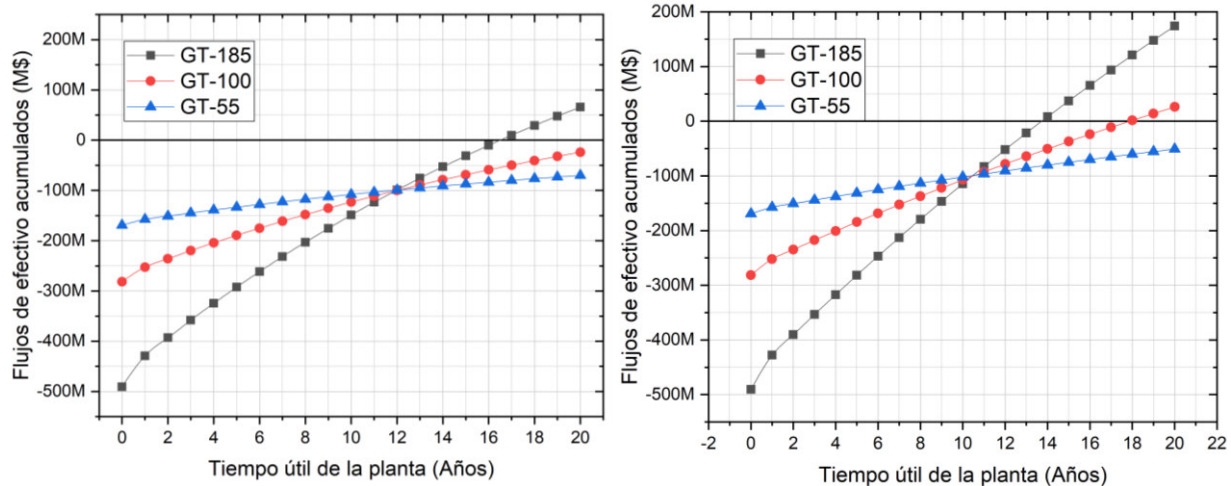


Figura 6.7: Flujos de efectivo actuales acumulados para los esquemas por gasificación y ciclo combinado. Izquierda: tasa de descuento (i) = 4%, derecha: tasa de descuento (i) = 2%.

Con respecto a los datos de la Tabla 6.26, el valor presente neto de los esquemas GT-100 y GT-55 es negativo para el caso en donde se utiliza una tasa de descuento del 4%. Esto es indicativo de que las ganancias por venta de electricidad no son suficientes para solventar los costos por inversión de capital (TIC), los costos por operación, impuestos y cargos fiscales, aún si se incluyen los incentivos por suministro de electricidad a proceso (P_e). En ese sentido, sólo el esquema GT-185 presenta un NPV positivo. Sin embargo, las ganancias netas no justifican la gran inversión de capital requerido por el esquema (490 M\$).

Por otro lado, cuando se utiliza una tasa de descuento del 2%, el valor presente neto de los esquemas GT-185, GT-100 y GT-55 aumenta considerablemente, a tal grado que el esquema GT-100 presenta un valor positivo.

Esto sucede por efecto de la sensibilidad que presenta el valor presente neto con la tasa de descuento (i). Por consiguiente, cuanto más se reduzca la tasa de descuento, mayor es el valor presente neto y la tendencia se asemeja cada vez más al valor futuro. Este comportamiento ha sido expuesto por múltiples trabajos en donde se analiza la factibilidad económica de sistemas de generación de potencia por combustión, gasificación y digestión anaerobia (Johnson & Solomon, 2010; Machin et al., 2021; Ozgoli et al., 2017; Pazuch et al., 2017; Rouf et al., 2013).

En el caso del esquema GT-55, el valor presente neto se mantiene negativo, por lo tanto, este esquema no es económicamente factible aún con el uso de tasas de descuento reducidas ($i = 2\%$) y la presencia de incentivos por suministro eléctrico a proceso (P_e).

Bajo este contexto, el capital invertido de los esquemas GT-185 y GT-100 es recuperado en un período de 14 y 18 años, respectivamente al emplear una tasa de retorno del 2%. Cuando se emplea una tasa de retorno del 4% sobre el esquema GT-185, el capital invertido es recuperado en un período de aproximadamente 17 años, esto quiere decir que se requiere más de la mitad del tiempo de vida útil de los equipos para recuperar el capital invertido, por lo tanto, el esquema no es económicamente viable en esta situación, a pesar de tener un valor presente neto positivo (Tabla 6.26).

En la Tabla 6.27 se muestran los elementos más destacables de los análisis técnico-económicos los esquemas por combustión directa. De manera análoga, en la Tabla 6.28 se muestran los resultados más destacables de los esquemas por gasificación analizados.

Tabla 6.27: Elementos más destacables del análisis técnico y económico de los esquemas por combustión directa.

Elemento	Unidades	CT-120	CT-100	CT-60	BPT-120	BPT-100	BPT-60
Sobreproducción eléctrica	MW	54.40	44.91	26.20	8.50	6.87	3.78
Sobreproducción de bagazo	ton/h	-	-	-	75.37	62.81	37.68
Eficiencia global (bagazo húmedo)	%	50.77	50.62	50.17	71.02	70.9	70.51
Inversión de capital (TIC)	M\$	150.18	134.41	97.85	86.78	77.51	55.65
Valor presente neto (NPV) [i=4%]	M\$	174.88	125.64	38.07	104.55	75.71	24.62
Valor presente neto (NPV) [i=2%]	M\$	-	-	-	-	-	-
Tiempo de retorno de capital [i=4%]	años	8	9	13	8	9	13
Tiempo de retorno de capital [i=2%]	años	-	-	-	-	-	-

Tabla 6.28: Elementos más destacables del análisis técnico y económico de los esquemas por gasificación y ciclo combinado.

Elemento	Unidades	GT-185	GT-100	GT-55
Sobreproducción eléctrica	MW	163.80	83.46	41.11
Sobreproducción de bagazo	ton/h	-	-	-
Eficiencia global (bagazo tras secado)	%	53.22	55.89	53.8
Inversión de capital (TIC)	M\$	490.54	281.51	169.21
Valor presente neto (NPV) [i=4%]	M\$	65.74	-23.95	-70.06
Valor presente neto (NPV) [i=2%]	M\$	174.39	26.26	-50.85
Tiempo de retorno de capital [i=4%]	años	17	-	-
Tiempo de retorno de capital [i=2%]	años	14	18	-

De acuerdo con estos resultados, destaca un mayor potencial de sobreproducción eléctrica de los sistemas por gasificación y ciclo combinado sobre los esquemas por turbina de vapor. Para el caso de los esquemas GT-100 y CT-100 la diferencia de sobreproducción eléctrica es del 85%, inclusive para el esquema GT-55 el nivel de producción eléctrica es superior al esquema CT-60. Esta tendencia ha sido discutida por varios autores, los cuales reportan hasta una diferencia del 70% de sobreproducción eléctrica entre sistemas por gasificación/ciclo combinado y combustión directa del bagazo, donde en este último se ha empleado vapor a condiciones por encima de los 60 bares y 480 °C y turbinas de vapor de tipo condensación-extracción (Alves et al., 2015; Copa Rey et al., 2021; Deshmukh et al., 2013; Dias, Modesto, et al., 2011; Ensinas et al., 2007; Modesto et al., 2016).

No obstante, aún existen limitaciones técnicas que impiden la total aplicación de los sistemas por gasificación en las plantas procesadoras de caña, ya sean biorefinerías o ingenios azucareros. La principal barrera técnica es el sistema de secado y alimentación de biomasa hacia el gasificador, destacando el hecho de que el bagazo posee una estructura física un tanto difícil de manejar (Anukam et al., 2016; Pedroso et al., 2017; Rodrigues et al., 2007).

Sin embargo, dado los beneficios energéticos que implican los sistemas por gasificación en las zonas procesadoras de caña, se han estado realizando esfuerzos para implementar estos sistemas de manera comercial y es cuestión de tiempo para que estos sistemas desplacen de forma parcial o total a aquellos sistemas basados en combustión directa (Copa Rey et al., 2021; Machin et al., 2021; Santos et al., 2020).

A diferencia de la gasificación, la combustión directa del bagazo es una tecnología bastante madura y comercialmente disponible a diferentes escalas desde hace varios años (Dias et al., 2013). En ese sentido, la limitante de este tipo de tecnología es el material requerido por las calderas para sobrellevar las altas presiones de vapor objetivo, las cuales pueden ser de hasta 100 bares (Alves et al., 2015; Deshmukh et al., 2013). Por otra parte, las turbinas de vapor son equipos sumamente flexibles, pueden soportar vapor con presiones de hasta 130 bares y 560 °C de temperatura y se encuentran en una gran variedad de rangos que van desde los 10 hasta los 200 MW de potencia eléctrica neta, así mismo, pueden trabajar como turbinas de extracción-condensación o sólo condensación, inclusive existen turbinas de vapor diseñadas especialmente para la industria azucarera (*Siemens: Steam Turbines for Sugar Industry*, n.d.).

En ese sentido, los fabricantes de las turbinas de gases también han modificado los combustores de sus turbinas, de tal forma que estas posean flexibilidad ante diferentes tipos de combustibles tanto líquidos como gaseosos, en los que se incluyen gases de bajo poder calorífico como el gas de síntesis (syngas). Sin embargo, es necesario que las turbinas pasen por un proceso de *retrofit* o de ajuste previo para poder usar este tipo de combustibles (Copa Rey et al., 2021; Kim et al., 2010; Rodrigues et al., 2007). Cabe destacar que las turbinas de gases son sumamente sensibles a los cambios ambientales, por lo tanto, el comportamiento de una turbina varía de sitio a sitio especialmente en zonas con climas tropicales (Flatebø, 2012).

Otro punto importante es el beneficio económico que ofrece cada esquema. De acuerdo con los datos obtenidos en esta tesis (Tabla 6.27 y Tabla 6.28) la inversión requerida por cada sistema en el marco de la economía de escala varía considerablemente. Es decir, los sistemas por combustión directa requieren de una menor inversión de capital comparado con los esquemas por gasificación y ciclo combinado, por lo tanto, los sistemas por combustión directa tienden a ser más económicamente viables a pesar de la menor sobreproducción eléctrica para venta que estos presentan.

Así mismo, los esquemas en donde únicamente se generan ingresos por venta de electricidad presentan un valor presente neto mayor sobre aquellos en donde se exporta el remanente de bagazo para otros usos, a pesar de que los costos por inversión y operación son considerablemente mayores (Tabla 6.20 y Tabla 6.21). Esto implica que la venta de electricidad posee un mayor impacto económico sobre la venta de bagazo para producir materiales y/o biocombustibles de segunda generación.

Estos resultados se encuentran en contraste con la razón calor/potencia del sistema calculada al inicio del capítulo 4, cuyo valor es de 3.8, dando a entender de primera mano que un sistema por turbina de gases resultaría apropiado para el caso de estudio. No obstante, el sistema con mejor eficiencia global resultó ser aquel en donde sólo se implementó una turbina de vapor de contrapresión (BPT) cuyas eficiencias globales se encuentran alrededor del 70% con respecto a la energía del bagazo húmedo alimentado a la caldera (Tabla 6.8 y Tabla 6.27). Mientras que las eficiencias globales de los esquemas por gasificación y ciclo combinado se encuentran alrededor del 50% con respecto a la energía provista por el bagazo seco alimentado al gasificador (Tabla 6.17 y Tabla 6.28).

Cabe destacar que esta razón calor/potencia es resultado de la reducción de la demanda térmica del proceso por efecto de la integración entre las columnas de destilación (destilación doble) y la integración térmica de corrientes de proceso (análisis pinch).

En caso contrario, la razón calor/potencia (y la demanda térmica) aumentaría y la implementación de los sistemas por gasificación y ciclo combinado sería más complicada ya que la cantidad de vapor generada por los gases a la salida de la turbina no cubrirían la demanda de vapor impuesta por el proceso (Copa Rey et al., 2021; Deshmukh et al., 2013; Dias, Modesto, et al., 2011). Por consiguiente, otro requisito para la aplicación de los sistemas por gasificación y ciclo combinado radica en la reducción de la demanda térmica del proceso, que puede ser de hasta de 400 kg de vapor por tonelada de caña procesada.

A pesar de la alta sobreproducción eléctrica que proveen los sistemas por ciclo combinado, así como, los beneficios económicos que ofrece la venta de electricidad, estos se ven severamente opacados por los altos costos de inversión y de operación que conllevan sobre plantas de gran tamaño, como el esquema GT-185 y la planta reportada por Machin et al. (2021) con una capacidad de 186 MW, los cuales pueden ascender hasta los 490 M\$ y 26 M\$, respectivamente, esto puede llevar a tiempos de retorno de capital por encima del tiempo de vida medio de los equipos, o en su defecto, no poder recuperarse el capital invertido en todo el tiempo de vida útil de los equipos que conforman la planta.

Lo contrario ocurre en los esquemas por combustión directa y turbinas de vapor, en donde el capital invertido es recuperado en un período no mayor de 13 años para un nivel de producción del 60%, siempre y cuando se consideren los incentivos económicos por el suministro de electricidad a proceso, de lo contrario la aplicación de sistemas de trigeneración en niveles de producción cercanos o igual al 60% sería poco atractiva.

Así mismo, en el análisis de esta tesis se consideró que la misma biorefinería brinda todo el bagazo requerido para el sistema de gasificación con base en la economía de escala. No obstante, es frecuente que en gran parte de las zonas de cosecha de caña sólo se procese la caña azucarera suficiente para poder implementar el esquema GT-100, aunque múltiples investigadores han adoptado la opción de importar el bagazo faltante en sistemas de gran capacidad (Copa Rey et al., 2021; Pedroso et al., 2017).

Sin embargo, esto implicaría un aumento sobre los costos de operación por la compra de bagazo a los productores locales, complicando aún más la aplicación de sistemas por gasificación y ciclo combinado a grandes escalas, tal y como presenta Machin et al. (2021).

De acuerdo con las proyecciones descritas por Santos et al. (2020) y Khatiwada et al. (2016), es probable que la demanda tanto de biocombustibles como de azúcar sigan en aumento con el paso de tiempo, lo que promueve el incremento en la capacidad de las zonas de cosecha y, por ende, en el tamaño de las plantas de cogeneración y/o trigeneración según aplique.

Así mismo, de acuerdo con la información de Khatiwada et al. (2016) algunas de las zonas cañeras actuales en Brasil poseen la capacidad de procesar hasta tres veces más caña con respecto al nivel de producción del 100% (493 TC/hora) lo que implica la posibilidad de escalar el nivel de producción de las biorefinerías y no depender de la importación externa del bagazo para producir energía.

No obstante, aún se requiere más investigación y desarrollo para dar una respuesta concisa que permita asegurar un correcto desempeño para los esquemas de cogeneración/trigeneración alternos a aquellos en basados en combustión directa y turbinas de vapor, en los que se destaca los sistemas por gasificación y ciclo combinado.

Capítulo 7: Conclusiones y trabajo futuro

7.1 Conclusiones

Los resultados de los análisis técnicos de los esquemas por combustión directa destacan que cuando en los esquemas conformados por una sola turbina de contrapresión (BPT-120, BPT-100 y BPT-60) se requiere utilizar menos de la mitad del bagazo generado por los molinos (49.5%) para cubrir la demanda térmica y eléctrica del proceso y en ese sentido, también cubrir la demanda de enfriamiento auxiliar mediante sistemas de absorción por Bromuro de Litio-Agua. Incluso es posible obtener un discreto nivel de sobreproducción eléctrica, el cual oscila entre los 3.78 hasta los 8.50 MW.

En ese sentido, los esquemas por combustión conformados por dos turbinas en paralelo (CT-120, CT-100 y CT-60) utilizan el 95% del bagazo disponible por la planta y con ello, obtener un nivel de sobreproducción eléctrica superior sobre los esquemas por una turbina, los cuales se encuentran entre los 26 hasta los 54 MW. Dicho potencial coincide con los potenciales de sobreproducción eléctrica de sistemas con características similares reportados en la literatura. Bajo este contexto, la principal diferencia entre ambas vías radica en que los esquemas por una sola turbina exportan el remanente de bagazo para otros usos, mientras que los esquemas por dos turbinas en paralelo utilizan casi todo el bagazo para generar electricidad de manera íntegra.

Con respecto a los esquemas por gasificación y ciclo combinado, a pesar de que se utilizó una metodología un tanto simplificada en el diseño del gasificador, los resultados de los flujos de gas producto y la razón de equivalencia son satisfactorios con respecto a los datos reportados en la literatura. Bajo este contexto, el algoritmo de ajuste de las turbinas de gases a partir de datos de fabricante también se ajusta de manera satisfactoria con respecto a datos reportados en la literatura abierta, sin embargo, aún queda pendiente el comprobar estos resultados con respecto a software especializado. En ese sentido, es posible cubrir las demandas de vapor, electricidad y enfriamiento requeridas por la planta. No obstante, para poder solventar la alta demanda de vapor requerida por el proceso es necesario enfriar los gases de turbina exhaustos a temperaturas relativamente cercanas a las temperaturas de rocío, especialmente sobre el esquema GT-100 donde la temperatura de los gases a la salida del secador se encuentra a menos de 20 °C de la temperatura de rocío (55°C). Por consiguiente, la cantidad de vapor que se puede generar está un tanto restringida.

A pesar de ello, los niveles de sobreproducción eléctrica resultantes de los esquemas por gasificación (GT-185, GT-100 y GT-55) son considerablemente superiores sobre los sistemas por combustión directa, los cuales se encuentran entre los 41 y 163 MW de potencia eléctrica. Cabe destacar que inclusive el esquema de menor capacidad (GT-55) ofrece una mayor sobreproducción eléctrica a comparación del esquema CT-60 y una sobreproducción eléctrica similar al esquema CT-100.

En términos de eficiencia energética, los esquemas por combustión directa conformados por una sola turbina de contrapresión (BPT) presentan eficiencias globales de alrededor del 70%, mientras que los esquemas conformados por dos turbinas de vapor, así como aquellos por gasificación y ciclo combinado, presentan eficiencias globales de alrededor del 50%.

Con respecto a los resultados del análisis económico, todos los esquemas por combustión directa presentaron un desempeño económico positivo y un valor presente neto (NPV) también positivo bajo una tasa de descuento del 4%. Así mismo, los tiempos de retorno de capital se encuentran entre los 8 y 13 años, éste último correspondiente a los esquemas con nivel de producción del 60% (CT-60 y BPT-60). No obstante, el valor presente neto de los esquemas conformados por dos turbinas de vapor casi duplica el obtenido por los esquemas conformados por una sola turbina, a pesar de que estos expresan costos por inversión de capital y de operación más altos.

Es preciso destacar que, para lograr este desempeño económico positivo en los esquemas por combustión directa, es necesaria la presencia de los incentivos por suministro eléctrico a proceso (P_e), de lo contrario sólo, el esquema CT-120 presenta un NPV positivo. Esto es indicativo que la venta de electricidad posee un mayor impacto económico sobre la rentabilidad de la planta que la venta del bagazo para otros usos, aún con costos de inversión y de operación menores.

Para el caso de los esquemas por gasificación y ciclo combinado, el desempeño económico es poco favorable tomando en cuenta la elevada inversión de capital y los costos de operación requeridos por los esquemas, los cuales pueden llegar hasta los 490 M\$ y 26 M\$, respectivamente. Bajo ese contexto, sólo el esquema GT-185 presenta NPV positivos bajo la aplicación de tasas de descuento del 2 y 4 por ciento. Por otro lado, el esquema GT-100 presenta un NPV positivo sólo en el caso donde la tasa de descuento es del 2%, mientras que el esquema GT-55 presenta NPV negativos aún con una tasa de descuento del 2%, por consiguiente, este esquema es económicamente inviable.

En ese sentido, el tiempo de retorno de capital de los esquemas GT-185 y GT-100 bajo una tasa de descuento del 2% es de 14 y 18 años, respectivamente, y corresponde a más de la mitad del tiempo de vida útil de los equipos (20 años). Así mismo, el NPV resultante de estos esquemas es considerablemente inferior comparado con la inversión requerida, por consiguiente, el NPV resultante no justifica la elevada inversión de capital requerida.

En conclusión, aún con los beneficios energéticos y ambientales que ofrecen los esquemas por gasificación y ciclo combinado, la mejor alternativa para el caso de estudio, desde un punto de vista tanto técnico como económico, corresponde a aquellos basados por combustión directa en conjunto con dos turbinas de vapor en paralelo (CT + BPT), en contraste con la razón calor/potencia calculada ($R_{\text{power}} = 3.8$) la cual indica de primera mano que un sistema por turbina de gases debería ser el adecuado para el caso de estudio. Así mismo, para los esquemas por combustión directa no es necesario que la planta posea un tamaño muy grande para alcanzar un desempeño económico positivo, caso contrario para los esquemas por gasificación en donde el nivel de producción casi fue duplicado (GT-185) y el desempeño económico aún es muy bajo comparado con la inversión de capital requerida.

7.2 Recomendaciones y trabajo futuro

- En los esquemas por combustión directa se recomienda utilizar otra metodología para el diseño del quemador de bagazo con base en la normativa ASME o bien utilizar coeficientes de desempeño externos, es decir, basados en las temperaturas exteriores del quemador.
- Evaluar el potencial energético y económico de los esquemas por turbina de vapor cuando la planta se encuentra activa (temporada de cosecha) y cuando esta se encuentra operando a carga parcial (temporada de paro o fuera de operaciones).
- Para el caso de los esquemas por gasificación y ciclo combinado, se recomienda realizar simulaciones rigurosas del gasificador y del sistema de limpieza para obtener resultados más consistentes y ajustados a la estructura del bagazo. Así mismo, se recomienda realizar un análisis de sensibilidad con respecto a los parámetros cruciales del desempeño del gasificador, como lo son: la eficiencia de gas frío (CGE), la presión de operación y temperatura de operación del gasificador.

- Evaluar el desempeño del gasificador al emplear otros agentes de gasificación, tales como mezclas aire/vapor, vapor y oxígeno puro. Así mismo, considerar el uso de otros subproductos de la industria azucarera como la paja (*Straw*) y la vinaza como combustibles.
- Evaluar del desempeño energético de otras turbinas de gases y realizar análisis de sensibilidad de los parámetros cruciales en la turbina, los cuales son: eficiencias isentrópicas del compresor y expensor (turbina), eficiencia térmica de la turbina, flujos máxicos de aire y combustible, y evaluar los efectos de la operación a carga parcial.
- Utilizar otros métodos de pretratamiento de la biomasa para suministro al gasificador como el caso de la torrefacción y también evaluar el comportamiento del secador de bagazo a partir de ecuaciones basadas en la conservación de la densidad energética de la biomasa, algunas de ellas han sido reportadas por Pedroso et al. (2017) y Copa Rey et al. (2021).
- Evaluar el desempeño energético y económico de los esquemas al sustituir los sistemas de absorción de simple efecto por sistemas de múltiple efecto.
- Automatizar el algoritmo para la predicción del comportamiento de la turbina a condiciones fuera de diseño, y compararlos con las predicciones hechas por software especializado, tales como *GasTurb*, *Gate Cycle* y *Thermoflow GT pro*.
- Comparar otros análisis económicos en donde se consideren los incentivos por emisiones neutras a la atmósfera, así mismo, evaluar el comportamiento económico de los sistemas al variar la tasa de descuento, el precio de la electricidad y el precio del bagazo.

Referencias

- Alberto Dopazo, J., Fernández-Seara, J., Sieres, J., & Uhía, F. J. (2009). Theoretical analysis of a CO₂-NH₃ cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures. *Applied Thermal Engineering*, 29(8–9), 1577–1583. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.07.006>
- Alexis, G. K., & Liakos, P. (2013). A case study of a cogeneration system for a hospital in Greece. Economic and environmental impacts. *Applied Thermal Engineering*, 54(2), 488–496. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.02.019>
- Alves, M., Ponce, G. H. S. F., Silva, M. A., & Ensinas, A. V. (2015). Surplus electricity production in sugarcane mills using residual bagasse and straw as fuel. *Energy*, 91, 751–757. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.08.101>
- Aminyavari, M., Najafi, B., Shirazi, A., & Rinaldi, F. (2014). Exergetic, economic and environmental (3E) analyses, and multi-objective optimization of a CO₂/NH₃ cascade refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 65(1–2), 42–50. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.12.075>
- Ansa, J. R. (2017). *Gasification of Biomass and Solid Recovered Fuels (SRFS) for the Synthesis of Liquid Fuels*. Universitat Rovira I Virgili.
- Anukam, A., Mamphweli, S., Reddy, P., Meyer, E., & Okoh, O. (2016). Pre-processing of sugarcane bagasse for gasification in a downdraft biomass gasifier system: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 66, 775–801. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.08.046>
- Arena, U. (2013). Fluidized bed gasification. In *Fluidized Bed Technologies for Near-Zero Emission Combustion and Gasification*. Woodhead Publishing Limited. <https://doi.org/10.1533/9780857098801.3.765>
- Asgari, N., Khoshbakhti Saray, R., & Mirmasoumi, S. (2020). Energy and exergy analyses of a novel seasonal CCHP system driven by a gas turbine integrated with a biomass gasification unit and a LiBr-water absorption chiller. *Energy Conversion and Management*, 220(January), 113096. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113096>
- Baakeem, S. S., Orfi, J., & Alansary, H. (2015). Performance of a Typical Simple Gas Turbine Unit Under Saudi Weather Conditions. *International Journal of Energy and Power Engineering*, 1(3), 59–71. <https://doi.org/10.11648/j.ijfmts.20150103.14>
- Balat, M. (2009). Gasification of biomass to produce gaseous products. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effects*, 31(6), 516–526. <https://doi.org/10.1080/15567030802466847>
- Basu, P. (2010). Biomass Gasification and Pyrolysis. In *Biomass Gasification and Pyrolysis*. <https://doi.org/10.1016/C2009-0-20099-7>

- Benedetti, V., Patuzzi, F., & Baratieri, M. (2018). Characterization of char from biomass gasification and its similarities with activated carbon in adsorption applications. *Applied Energy*, 227(January), 92–99. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.08.076>
- Bilgen, S. (2014). Structure and environmental impact of global energy consumption. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38, 890–902. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.004>
- Bloch, H. P., & Singh, M. P. (2009). Steam Turbines : Design, Applications, and Rating. In *McGraw-Hill Companies: Vol. second edi* (Issue 9). <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Boyce, M. P. (2010). Handbook for Cogeneration and Combined Cycle Power Plants, Second Edition. In *Handbook for Cogeneration and Combined Cycle Power Plants, Second Edition*. <https://doi.org/10.1115/1.859537>
- Brooks J., F. (n.d.). *GE Gas Turbine Performance Characteristics (GER-3567H)*.
- Calva, E. T., Núñez, M. P., & Toral, M. A. R. (2005). Thermal integration of trigeneration systems. *Applied Thermal Engineering*, 25(7 SPEC. ISS.), 973–984. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.06.022>
- Caputo, A. C., Palumbo, M., Pelagagge, P. M., & Scacchia, F. (2005). Economics of biomass energy utilization in combustion and gasification plants: Effects of logistic variables. *Biomass and Bioenergy*, 28(1), 35–51. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2004.04.009>
- Carapellucci, R., & Giordano, L. (2013). A comparison between exergetic and economic criteria for optimizing the heat recovery steam generators of gas-steam power plants. *Energy*, 58, 458–472. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.05.003>
- Castro Tato, M., & Portuondo, F. (2009). Acerca de las economías de escala, el tamaño y la localización de inversiones. *Ingeniería Industrial*, XXX(1), 1–4.
- Cavalcanti, E. J. C., Carvalho, M., & da Silva, D. R. S. (2020). Energy, exergy and exergoenvironmental analyses of a sugarcane bagasse power cogeneration system. *Energy Conversion and Management*, 222(July), 113232. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113232>
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Termodinámica (8a. ed.)*. <https://books.google.com.mx/books?id=WYeJDAAAQBAJ>
- Chacartegui, R., Sánchez, D., Muñoz de Escalona, J. M., Muñoz, A., & Sánchez, T. (2013). Gas and steam combined cycles for low calorific syngas fuels utilisation. *Applied Energy*, 101, 81–92. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.02.041>
- Consonni, S., & Larson, E. D. (1994). Biomass-gasifier/aeroderivative gas turbine combined cycles: Part B - Performance calculations and economic assessment. *American Society of Mechanical Engineers, International Gas Turbine Institute (Publication) IGTI*, 9(JULY 1996), 611–623. [https://doi.org/10.1016/s0140-6701\(97\)88118-0](https://doi.org/10.1016/s0140-6701(97)88118-0)

- Copa Rey, J. R., Tamayo Pacheco, J. J., António da Cruz Tarelho, L., Silva, V., Cardoso, J. S., Silveira, J. L., & Tuna, C. E. (2021). Evaluation of cogeneration alternative systems integrating biomass gasification applied to a Brazilian sugar industry. *Renewable Energy*, *178*, 318–333. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.06.053>
- Cortes-Rodríguez, E. F., Fukushima, N. A., Palacios-Bereche, R., Ensinas, A. V., & Nebra, S. A. (2018). Vinasse concentration and juice evaporation system integrated to the conventional ethanol production process from sugarcane – Heat integration and impacts in cogeneration system. *Renewable Energy*, *115*, 474–488. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.08.036>
- da Silva, A. C. C., Higa, M., & Silva, K. (2019). Thermo-economic analysis for a trigeneration system in a soluble coffee industry. *Acta Scientiarum - Technology*, *41*(1), 1–14. <https://doi.org/10.4025/actascitechnol.v41i1.37449>
- De Sa, A., & Al Zubaidy, S. (2011). Gas turbine performance at varying ambient temperature. *Applied Thermal Engineering*, *31*(14–15), 2735–2739. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.04.045>
- Dehghani, M. J., & Kyoo Yoo, C. (2020). Modeling and extensive analysis of the energy and economics of cooling, heat, and power trigeneration (CCHP) from textile wastewater for industrial low-grade heat recovery. *Energy Conversion and Management*, *205*(September 2019), 112451. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112451>
- Deshmukh, R., Jacobson, A., Chamberlin, C., & Kammen, D. (2013). Thermal gasification or direct combustion? Comparison of advanced cogeneration systems in the sugarcane industry. *Biomass and Bioenergy*, *55*, 163–174. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2013.01.033>
- Dharmadhikari, S. (1997). Consider trigeneration techniques for process plants. *Hydrocarbon Processing*, *76*(7), 91–100.
- Dias, M. O. S., Cunha, M. P., Jesus, C. D. F., Rocha, G. J. M., Pradella, J. G. C., Rossell, C. E. V., Maciel Filho, R., & Bonomi, A. (2011). Second generation ethanol in Brazil: Can it compete with electricity production? *Bioresource Technology*, *102*(19), 8964–8971. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2011.06.098>
- Dias, M. O. S., Ensinas, A. V., Nebra, S. A., Maciel Filho, R., Rossell, C. E. V., & Maciel, M. R. W. (2009). Production of bioethanol and other bio-based materials from sugarcane bagasse: Integration to conventional bioethanol production process. *Chemical Engineering Research and Design*, *87*(9), 1206–1216. <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2009.06.020>
- Dias, M. O. S., Junqueira, T. L., Cavalett, O., Cunha, M. P., Jesus, C. D. F., Mantelatto, P. E., Rossell, C. E. V., Maciel Filho, R., & Bonomi, A. (2013). Cogeneration in integrated first and second generation ethanol from sugarcane. *Chemical Engineering Research and Design*, *91*(8), 1411–1417. <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2013.05.009>

- Dias, M. O. S., Modesto, M., Ensinas, A. V., Nebra, S. A., Filho, R. M., & Rossell, C. E. V. (2011). Improving bioethanol production from sugarcane: Evaluation of distillation, thermal integration and cogeneration systems. *Energy*, 36(6), 3691–3703. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.09.024>
- Dincer, I., & Rosen, M. A. (2015). Cogeneration, Multigeneration, and Integrated Energy Systems. In *Exergy Analysis of Heating, Refrigerating and Air Conditioning*. <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-417203-6.00005-3>
- Dumbliauskaite, M., Becker, H., & Maréchal, F. (2010). Utility optimization in a brewery process based on energy integration methodology. *Proceedings of the 23rd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation, and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS 2010*, 4, 91–98.
- EES Thermophysical Functions Manual*. (2021). https://fchart.com/ees/eeshelp/thermophysical_functions.htm
- El-Sayed, A. F. (2017). *Aircraft Propulsion and Gas Turbine Engines*. CRC Press, Taylor & Francis Group. https://books.google.com.mx/books?id=%5C_KOkIwEACAAJ
- Ensinas, A. V., Nebra, S. A., Lozano, M. A., & Serra, L. M. (2007). Analysis of process steam demand reduction and electricity generation in sugar and ethanol production from sugarcane. *Energy Conversion and Management*, 48(11), 2978–2987. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.06.038>
- Environmental, Pedc. (1980). *Cost equations for Industrial Boiler: Final*. <https://nepis.epa.gov/Exe/ZyNET.exe/9101GZT9.txt?ZyActionD=ZyDocument&Client=EPA&Index=1976Thru1980&Docs=&Query=&Time=&EndTime=&SearchMethod=1&TocRestrict=n&Toc=&TocEntry=&QField=&QFieldYear=&QFieldMonth=&QFieldDay=&UseQField=&IntQFieldOp=0&ExtQFieldOp=>
- Erdem, H. H., & Sevilgen, S. H. (2006). Case study: Effect of ambient temperature on the electricity production and fuel consumption of a simple cycle gas turbine in Turkey. *Applied Thermal Engineering*, 26(2–3), 320–326. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.08.002>
- Eriksen, V. (2017). Heat Recovery Steam Generator Technology. In *Woodhead Publishing Series in Energy*.
- Espinoza, F. C. (2007). *Diseño de un enfriador con el sistema Agua/Bromuro de Litio operado con energía solar*. Tecnológico de Monterrey.
- Europe, W. E. (n.d.). *Comercial LiBr absorption chillers*. <https://www.worldenergyeurope.eu/products.html>
- Felder, R. M. (2004). *Principios elementales de los procesos químicos* (R. W. Rousseau, M. T. Aguilar Ortega de Sandoval, & E. Arriola Guevara (Eds.); 3ra Ed.) [Libro]. Limusa Wiley.
- Flatebø, Ø. (2012). *Off-design Simulations of Offshore Combined Cycles* (Issue July). NTNT - Trondheim.

- Florides, G. A., Kalogirou, S. A., Tassou, S. A., & Wrobel, L. C. (2003). Design and construction of a LiBr-water absorption machine. *Energy Conversion and Management*, 44(15), 2483–2508. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00006-2](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00006-2)
- Foreno-Rodríguez, C. A., & Gordillo-Ariza, G. (2011). Gasificación adiabática del bagazo de caña de azúcar usando aire-vapor. *Revista de Ingeniería Universidad de Los Andes*, 53–60.
- Forsthoffer, W. E. (2011). 5 - Steam Turbine Best Practices. In W. E. Forsthoffer (Ed.), *Forsthoffer's Best Practice Handbook for Rotating Machinery* (pp. 261–312). Butterworth-Heinemann. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-08-096676-2.10005-0>
- Gas Turbine World Handbook*. (2018). Pequot Publishing.
- Gilani, S. I. U. H., & Ahmed, M. S. M. S. (2015). Solution Crystallization Detection for Double-effect LiBr-H₂O Steam Absorption Chiller. *Energy Procedia*, 75, 1522–1528. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.304>
- Global Petrol Prices: Brazil Ethanol Prices*. (2021). (www.globalpetrolprices.com/Brazil/ethanol_prices/).
- Hannemann, F. (2009). Combined-cycle gas & steam turbine power plants. In *Choice Reviews Online* (Third, Vol. 29, Issue 04). PenWell. <https://doi.org/10.5860/choice.29-2125>
- Hernández, J. J., Lapuerta, M., & Monedero, E. (2016). Characterisation of residual char from biomass gasification: effect of the gasifier operating conditions. *Journal of Cleaner Production*, 138, 83–93. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2016.05.120>
- Herold, K. E., Radermacher, R., & Klein, S. A. (2016). Applications of Absorption Chillers and Heat Pumps. In *Absorption Chillers and Heat Pumps*. <https://doi.org/10.1201/b19625-21>
- Holmgren, K. M. (2015). Investment cost estimates for gasification- based biofuel production systems. *Ivl, Swedish Environmental Research Institute, August*, 1–26.
- Hugot, E. (1987). *Handbook of Cane Sugar Engineering* (3rd ed.). Elsevier.
- Ibrahim, T. K., & Rahman, M. M. (2012). Thermal Impact of Operating Conditions on the Performance of a Combined Cycle Gas Turbine. *Journal of Applied Research and Technology*, 10(4), 567–577. <https://doi.org/10.22201/icat.16656423.2012.10.4.377>
- Johnson, N. H., & Solomon, B. D. (2010). A net-present value analysis for a wind turbine purchase at a small US college. *Energies*, 3(5), 943–959. <https://doi.org/10.3390/en3050943>
- Karamarkovic, R., & Karamarkovic, V. (2010). Energy and exergy analysis of biomass gasification at different temperatures. *Energy*, 35(2), 537–549. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.10.022>
- Kasaeian, A., Bellos, E., Shamaeizadeh, A., & Tzivanidis, C. (2020). Solar-driven polygeneration systems: Recent progress and outlook. *Applied Energy*, 264(January). <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114764>

- Keshavarzian, S., Gardumi, F., Rocco, M., & Colombo, E. (2015). An off-design thermoeconomic input-output analysis of a natural gas combined cycle power plant. *ECOS 2015 - 28th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, June*.
<https://doi.org/10.13140/RG.2.1.1526.8960/1>
- Khatiwada, D., Leduc, S., Silveira, S., & McCallum, I. (2016). Optimizing ethanol and bioelectricity production in sugarcane biorefineries in Brazil. *Renewable Energy*, 85, 371–386.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.06.009>
- Kim, Y. S., Lee, J. J., Kim, T. S., & Sohn, J. L. (2011). Effects of syngas type on the operation and performance of a gas turbine in integrated gasification combined cycle. *Energy Conversion and Management*, 52(5), 2262–2271. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2011.01.009>
- Kim, Y. S., Lee, J. J., Kim, T. S., Sohn, J. L., & Joo, Y. J. (2010). Performance analysis of a syngas-fed gas turbine considering the operating limitations of its components. *Applied Energy*, 87(5), 1602–1611.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.09.021>
- Klaus, B., & Rainer, K. (2019). *Introduction to Gas Turbine Theory* (Third). Solar Turbines Inc.
<https://solarturbines.secure.force.com/gatedcontent/>
- Klemeš, J. J. (Ed.). (2013). Handbook of Process Integration (PI). In *Handbook of Process Integration (PI)* (pp. i–iii). Woodhead Publishing. <https://doi.org/https://doi.org/10.1533/9780857097255.frontmatter>
- Klinghoffer, N. B., Castaldi, M. J., & Nzihou, A. (2015). Influence of char composition and inorganics on catalytic activity of char from biomass gasification. *Fuel*, 157, 37–47. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.04.036>
- Larson, E. D., & Williams, R. H. (1990). Biomass-gasifier steam-injected gas turbine cogeneration. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 112(2), 157–163. <https://doi.org/10.1115/1.2906155>
- Lian, Z. T., Chua, K. J., & Chou, S. K. (2010). A thermoeconomic analysis of biomass energy for trigeneration. *Applied Energy*, 87(1), 84–95. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.07.003>
- LIU, A., & WENG, Y. (2009). Effects of Lower Heat Value Fuel on the Operations of Micro-Gas Turbine. *Energy and Power Engineering*, 01(01), 28–37. <https://doi.org/10.4236/epe.2009.11005>
- Llerena Pizarro, O. R., Silveira, J. L., Silva Paulino, R. F., Paulino, S., & Galarza Galarza, J. C. (2015). Energetic and Ecologic Analysis of Sugar Cane Bagasse Gasification Process Considering some Industries in São Paulo State. *The XI Latin-American Congress Electricity Generation and Transmission - Clagtee 2015, May 2016*, 1–2. <https://www.researchgate.net>

- Machin, E. B., Pedroso, D. T., Machín, A. B., Acosta, D. G., Silva dos Santos, M. I., Solferini de Carvalho, F., Pérez, N. P., Pascual, R., & de Carvalho Júnior, J. A. (2021). Biomass integrated gasification-gas turbine combined cycle (BIG/GTCC) implementation in the Brazilian sugarcane industry: Economic and environmental appraisal. *Renewable Energy*, 172, 529–540. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.03.074>
- Maidment, G., Tozer, R., & Missenden, J. (2001). Combined cooling, heat and power (CCHP) in Supermarkets. *Heat Powered Cycles ...*, 1, 653–665. http://hpc.01.free.fr/papers/vol2/hpc01_34.pdf
- Mann, A. P. (2016). Cogeneration of sugarcane bagasse for renewable energy production. *Sugarcane-Based Biofuels and Bioproducts*, 235–258. <https://doi.org/10.1002/9781118719862.ch9>
- Marechal, F., Sachan, A. K., & Salgueiro, L. (2013). Application of Process Integration Methodologies in the Brewing Industry. In *Handbook of Process Integration (PI): Minimisation of Energy and Water Use, Waste and Emissions*. Woodhead Publishing Limited. <https://doi.org/10.1533/9780857097255.5.820>
- Medina-Flores, J. M., & Picón-Núñez, M. (2010). Modelling the power production of single and multiple extraction steam turbines. *Chemical Engineering Science*, 65(9), 2811–2820. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2010.01.016>
- Michailos, S., Parker, D., & Webb, C. (2017). Technoeconomic analysis of an integrated gasification combined cycle system as a way to utilise bagasse. *International Journal of Renewable Energy Research*, 7(1), 336–343.
- Modesto, M., Aoki, A. C., Lodi, A., & Pina, E. A. (2016). Assessment of the potential to increase electricity generation from sugarcane straw in Brazilian sugarcane cogeneration plants. *Chemical Engineering Transactions*, 50(January), 193–198. <https://doi.org/10.3303/CET1650033>
- Mohamed Abdalla, A., Hasan Hassan, T., & Mansour, M. E. (2018). Performance of Wet and Dry Bagasse Combustion in Assalaya Sugar Factory - Sudan. *Innovative Energy & Research*, 07(01), 1–6. <https://doi.org/10.4172/2576-1463.1000179>
- Mohammed, M. (2019). *EXERGOECONOMIC ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF COMBINED CYCLE FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING EXERGOECONOMIC ANALYSIS AND POWER PLANTS WITH COMPLEX Doctoral Dissertation* (Issue January).
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2014). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 8th Edition*. Wiley. <https://books.google.com.ec/books?id=uxObAAQBAJ>
- Mtunzi, B., Mampwheli, N., Meyer, E., & Mungwena, W. (2012). Bagasse-based co-generation at Hippo Valley Estates sugar factory in Zimbabwe. *Journal of Energy in Southern Africa*, 23(1), 15–22. <https://doi.org/10.17159/2413-3051/2012/v23i1a3158>
- Munir, A., Tahir, A. R., Sabir, M. S., & Ejaz, K. (2004). Efficiency calculations of bagasse fired boiler on the basis of flue gases temperature and total heat values of steam. *Pak. j. Life Soc. Sci*, 2(1), 36–39. http://www.pjlss.edu.pk/pdf_files/2004_1/2004_36-39.pdf

- Myers, T. G., & Mitchell, S. L. (2016). *Safe Storage of Sugar Bagasse*. 510, 55–68.
- Ng, X. W. (2021). Concise Guide to Heat Exchanger Network Design. *Concise Guide to Heat Exchanger Network Design*. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-53498-1>
- Nkoi, B., & Lebele-Alawa, B. T. (2015). Comparative Assessment of Combined-Heat-and-Power Performance of Small-Scale Aero-Derivative Gas Turbine Cycles. *Journal of Power and Energy Engineering*, 03(09), 20–32. <https://doi.org/10.4236/jpee.2015.39002>
- Olav, B. (2010). *Thermal Power Generation*. NTNU.
- Ozgoli, H. A., Ghadamian, H., & Pazouki, M. (2017). Economic analysis of biomass gasification-solid oxide fuel cell-gas turbine hybrid cycle. *International Journal of Renewable Energy Research*, 7(3), 1007–1018.
- Palacios-Bereche, R., Ensinas, A. V., Modesto, M., & Nebra, S. A. (2015). Double-effect distillation and thermal integration applied to the ethanol production process. *Energy*, 82, 512–523. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.01.062>
- Parsons, R. (1997). *ASHRAE Fundamentals Handbook*.
- Pátek, J., & Klomfar, J. (2006). A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr-H₂O solutions from 273 to 500 K over full composition range. *International Journal of Refrigeration*, 29(4), 566–578. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.10.007>
- Pazuch, F. A., Nogueira, C. E. C., Souza, S. N. M., Micuanski, V. C., Friedrich, L., & Lenz, A. M. (2017). Economic evaluation of the replacement of sugar cane bagasse by vinasse, as a source of energy in a power plant in the state of Paraná, Brazil. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 76(March), 34–42. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.03.047>
- Pedroso, D. T., Machin, E. B., Proenza Pérez, N., Braga, L. B., & Silveira, J. L. (2017). Technical assessment of the Biomass Integrated Gasification/Gas Turbine Combined Cycle (BIG/GTCC) incorporation in the sugarcane industry. *Renewable Energy*, 114, 464–479. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.07.038>
- Picón-Núñez, M., & Medina-Flores, J. M. (2013). Process Integration Techniques for Cogeneration and Trigeration Systems. *Handbook of Process Integration (PI): Minimisation of Energy and Water Use, Waste and Emissions*, 484–504. <https://doi.org/10.1533/9780857097255.4.484>
- Puig-Arnabat, M., Bruno, J. C., & Coronas, A. (2010). Review and analysis of biomass gasification models. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(9), 2841–2851. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.07.030>
- Puig-Arnabat, M., Bruno, J. C., & Coronas, A. (2012). Modified thermodynamic equilibrium model for biomass gasification: A study of the influence of operating conditions. *Energy and Fuels*, 26(2), 1385–1394. <https://doi.org/10.1021/ef2019462>

- Puig-Arnavat, M., Bruno, J. C., & Coronas, A. (2014). Modeling of trigeneration configurations based on biomass gasification and comparison of performance. *Applied Energy*, *114*, 845–856. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.09.013>
- Qian, K., Kumar, A., Patil, K., Bellmer, D., Wang, D., Yuan, W., & Huhnke, R. L. (2013). Effects of biomass feedstocks and gasification conditions on the physiochemical properties of char. *Energies*, *6*(8), 3972–3986. <https://doi.org/10.3390/en6083972>
- Ray Sinnot, G. T. (2019). Chemical Engineering Design. In *Chemical Engineering Design* (6th ed.). Elsevier B.V. <https://doi.org/10.1016/b978-0-08-102599-4.09980-x>
- Razak, A. M. Y. (2007). Industrial gas turbines: Performance and operability. In *Industrial Gas Turbines: Performance and Operability*. <https://doi.org/10.1533/9781845693404>
- Rein, P. (2007). *Sugar Cane Engineering* (2nd ed.). Bartens.
- Rodrigues, M., Walter, A., & Faaij, A. (2007). Performance evaluation of atmospheric biomass integrated gasifier combined cycle systems under different strategies for the use of low calorific gases. *Energy Conversion and Management*, *48*(4), 1289–1301. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.09.016>
- Roosen, P., Uhlenbruck, S., & Lucas, K. (2003). Pareto optimization of a combined cycle power system as a decision support tool for trading off investment vs. operating costs. *International Journal of Thermal Sciences*, *42*(6), 553–560. [https://doi.org/10.1016/S1290-0729\(03\)00021-8](https://doi.org/10.1016/S1290-0729(03)00021-8)
- Rouf, M., Islam, M., Bajpai, P., & Jotshic, C. (2013). Techno-economic assessment of biogas production from press mud in Bangladesh. *Bangladesh Journal of Scientific and Industrial Research*, *48*(1), 51–58. <https://doi.org/10.3329/bjsir.v48i1.15414>
- Sánchez, D., Chacartegui, R., Muñoz, J. M., Muñoz, A., & Sánchez, T. (2010). Performance analysis of a heavy duty combined cycle power plant burning various syngas fuels. *International Journal of Hydrogen Energy*, *35*(1), 337–345. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.10.080>
- Santos, F., Candida Rabelo, S., De Matos, M., & Eichler, P. (2020). *Sugarcane Biorefinery, Technology and Perspectives* (1st ed.). Elsevier.
- Sartori da Silva, F., & Matelli, J. A. (2019). Exergoeconomic analysis and determination of power cost in MCFC – steam turbine combined cycle. *International Journal of Hydrogen Energy*, *44*(33), 18293–18307. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.05.156>
- Saturday, E. G., & Promise, N. (2020). Off-design performance analysis of gas turbines. *Global Journal of Engineering and Technology Advances*, *2020*(02), 4. <https://doi.org/10.30574/gjeta>
- Schneider, M., & Jacobs III, J. (2009). Cogeneration Application Considerations (GER-3430G). *GE Energy Report*, May, 1–48. http://site.geenergy.com/prod_serv/products/tech_docs/en/downloads/GER3430G.pdf

- Seider D., W., Lewin, R. D., Seader, J. D., Soemantri, W., Gani, R., & Ming Ng, K. (2017). *Product and Process Design Principles* (4th ed.). Wiley & Sons.
- Shabbir, I., & Mirzaeian, M. (2016). Feasibility analysis of different cogeneration systems for a paper mill to improve its energy efficiency. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(37), 16535–16548. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.05.215>
- Shabbir, I., Mirzaeian, M., Mooney, J., & Anvari, F. (2016). Energy efficiency improvement potentials of pulp and paper sector through energy benchmarking and cogeneration. *ECOS 2016 - Proceedings of the 29th International Conference on Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, August*.
- Shrivastav, S., & Hussain, I. (2013). Design of Bagasse Dryer to Recover Energy of Water Tube Boiler in a Sugar Factory. *International Journal of Science and Research*, 2(8), 2319–7064. www.ijsr.net
- Siemens: steam turbines for sugar industry. (n.d.). <https://www.siemens-energy.com/global/en/offerings/power-generation/steam-turbines/sugarcane-to-power.html>
- Silva, E. B., Bringhenti, C., Assato, M., & Lima, R. C. De. (2012). Gas turbine performance analysis operating with low heating values fuels. *14th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering*, 12(2), 8–15.
- Singh, O. K. (2019). Exergy analysis of a grid-connected bagasse-based cogeneration plant of sugar factory and exhaust heat utilization for running a cold storage. *Renewable Energy*, 143, 149–163. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.05.012>
- Soares, C. (2015). *Gas Turbines: A Handbook of Air, Land and Sea Applications* (2nd ed.). Elsevier.
- Sonar, D. (2021). Renewable energy based trigeneration systems—technologies, challenges and opportunities. In *Renewable-Energy-Driven Future*. INC. <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-820539-6.00004-2>
- Sosa-Arnao, J. H., Corrêa, J. L. G., Silva, M. A., & Nebra, S. A. (2006). Sugar cane bagasse drying - A review. *International Sugar Journal*, 108(1291), 381–386.
- Thomson, R., Kwong, P., Ahmad, E., & Nigam, K. D. P. (2020). Clean syngas from small commercial biomass gasifiers; a review of gasifier development, recent advances and performance evaluation. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(41), 21087–21111. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.05.160>
- Timmer, K. J., & Brown, R. C. (2019). Transformation of char carbon during bubbling fluidized bed gasification of biomass. *Fuel*, 242, 837–845. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.01.039>
- Turton, R., Shaeiwitz, J. A., Bhattacharyya, D., & Whiting, W. B. (2018). *Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes: Analy Synth Desig Chemi Pr\ 5* (5th ed.). Pearson Education. <https://books.google.com.mx/books?id=eV5gDwAAQBAJ>

- United States Environmental Protection Agency. (2007). Representative Biomass CHP System Cost and Performance Profiles. *EPA Combined Heat and Power Partnership*, 78–95.
https://www.epa.gov/sites/production/files/2015-07/documents/biomass_combined_heat_and_power_catalog_of_technologies_7._representative_biomass_chp_system_cost_and_performance_profiles.pdf
- Vellini, M., Gambini, M., & Stilo, T. (2020). High-efficiency cogeneration systems for the food industry. *Journal of Cleaner Production*, 260, 121133. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.121133>
- Walter, A., & Ensinas, A. V. (2010). Combined production of second-generation biofuels and electricity from sugarcane residues. *Energy*, 35(2), 874–879. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.07.032>
- Weiland, F., Hedman, H., Marklund, M., Wiinikka, H., & Gebart, R. (2013). *Pressurized Oxygen Blown Entrained-Flow Gasification of Wood Powder*.
- Worley, M., & Yale, J. (2012). *Biomass Gasification Technology Assessment Consolidated Report Biomass Gasification Technology Assessment Consolidated Report*. November.
<http://www.nrel.gov/docs/fy13osti/57085.pdf>
- Zaccariello, L., & Mastellone, M. L. (2015). Fluidized-bed gasification of plastic waste, wood, and their blends with coal. *Energies*, 8(8), 8052–8068. <https://doi.org/10.3390/en8088052>

Anexos

Anexos

Anexo 1: Tabla de cálculo del valor presente neto (NPV) para el esquema CT-120 (i = 4%).

Año	Costos por operación	Impuestos	Depreciación de los activos	Cargos financieros	Ganancias por venta de electricidad	Ahorro por electricidad a proceso	Flujo neto de efectivo	Factor de descuento	Flujo de efectivo descontado	Ingresos acumulados
	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año		US\$	US\$
0		-					-\$150,149,200	1	-\$150,149,200	-\$150,149,200
1	\$4,946,689	-	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$31,742,093	0.96	\$30,521,244	-\$119,627,956
2	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.92	\$21,561,031	-\$98,066,925
3	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.89	\$20,731,761	-\$77,335,164
4	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.85	\$19,934,385	-\$57,400,779
5	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.82	\$19,167,678	-\$38,233,100
6	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.79	\$18,430,460	-\$19,802,640
7	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.76	\$17,721,596	-\$2,081,044
8	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.73	\$17,039,996	\$14,958,952
9	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.7	\$16,384,612	\$31,343,564
10	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.68	\$15,754,434	\$47,097,998
11	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.65	\$15,148,495	\$62,246,493
12	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.62	\$14,565,860	\$76,812,353
13	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.6	\$14,005,635	\$90,817,988
14	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.58	\$13,466,957	\$104,284,944
15	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.56	\$12,948,997	\$117,233,941
16	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.53	\$12,450,958	\$129,684,899
17	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.51	\$11,972,075	\$141,656,975
18	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.49	\$11,511,611	\$153,168,586
19	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.47	\$11,068,857	\$164,237,442
20	\$4,946,689	\$8,421,682	\$7,507,460	\$7,507,460	\$31,569,408	\$12,626,835	\$23,320,411	0.46	\$10,643,131	174,880,574
NPV									\$174,880,574	

Anexos

Anexo 2: Tabla de cálculo del valor presente neto (NPV) para el esquema CT-100 (i=4%).

Año	Costos por operación	Impuestos	Depreciación de los activos	Cargos financieros	Ganancias por venta de electricidad	Ahorro por electricidad a proceso	Flujo neto de efectivo	Factor de descuento	Flujo de efectivo descontado	Ingresos acumulados
	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año		US\$	US\$
0		-					-\$134,455,000	1	-\$134,455,000	-\$134,455,000
1	\$4,433,508	-	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$25,428,276	0.96	\$24,450,265	-\$110,004,735
2	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.92	\$17,251,736	-\$92,752,999
3	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.89	\$16,588,208	-\$76,164,790
4	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.85	\$15,950,200	-\$60,214,590
5	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.82	\$15,336,731	-\$44,877,859
6	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.79	\$14,746,857	-\$30,131,003
7	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.76	\$14,179,670	-\$15,951,333
8	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.73	\$13,634,298	-\$2,317,035
9	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.7	\$13,109,902	\$10,792,867
10	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.68	\$12,605,675	\$23,398,542
11	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.65	\$12,120,841	\$35,519,383
12	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.62	\$11,654,655	\$47,174,038
13	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.6	\$11,206,399	\$58,380,437
14	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.58	\$10,775,384	\$69,155,821
15	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.56	\$10,360,946	\$79,516,767
16	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.53	\$9,962,448	\$89,479,215
17	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.51	\$9,579,277	\$99,058,492
18	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.49	\$9,210,843	\$108,269,335
19	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.47	\$8,856,580	\$117,125,915
20	\$4,433,508	\$6,768,797	\$6,722,750	\$6,722,750	\$26,062,171	\$10,522,362	\$18,659,478	0.46	\$8,515,942	\$125,641,857
NPV									\$125,641,857	

Anexos

Anexo 3: Tabla de cálculo del valor presente neto (NPV) para el esquema CT-60 (i=4%).

Año	Costos por operación	Impuestos	Depreciación de los activos	Cargos financieros	Ganancias por venta de electricidad	Ahorro por electricidad a proceso	Flujo neto de efectivo	Factor de descuento	Flujo de efectivo descontado	Ingresos acumulados
	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año		US\$	US\$
0		-					-\$97,800,400	1	-\$97,800,400	-\$97,800,400
1	\$3,275,490	-	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$13,352,292	0.96	\$12,838,742	-\$84,961,658
2	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.92	\$9,007,271	-\$75,954,387
3	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.89	\$8,660,837	-\$67,293,550
4	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.85	\$8,327,728	-\$58,965,821
5	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.82	\$8,007,431	-\$50,958,390
6	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.79	\$7,699,453	-\$43,258,937
7	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.76	\$7,403,320	-\$35,855,617
8	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.73	\$7,118,577	-\$28,737,040
9	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.7	\$6,844,786	-\$21,892,255
10	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.68	\$6,581,525	-\$15,310,730
11	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.65	\$6,328,389	-\$8,982,341
12	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.62	\$6,084,990	-\$2,897,351
13	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.6	\$5,850,951	\$2,953,600
14	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.58	\$5,625,915	\$8,579,515
15	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.56	\$5,409,534	\$13,989,049
16	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.53	\$5,201,475	\$19,190,523
17	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.51	\$5,001,418	\$24,191,941
18	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.49	\$4,809,056	\$29,000,996
19	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.47	\$4,624,092	\$33,625,088
20	\$3,275,490	\$3,610,027	\$4,890,020	\$4,890,020	\$15,204,384	\$6,313,417	\$9,742,264	0.46	\$4,446,242	\$38,071,331
NPV									\$38,071,331	

Anexos

Anexo 4: Tabla de cálculo del valor presente neto (NPV) para el esquema BPT-120 (i=4%).

Año	Costos por operación	Impuestos	Depreciación de los activos	Cargos financieros	Ganancias por venta de electricidad	Ahorro por electricidad a proceso	Ganancias por venta de bagazo	Flujo neto de efectivo	Factor de descuento	Flujo de efectivo descontado	Ingresos acumulados
	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año		US\$	US\$
0		-						-\$86,794,000	1	-\$86,794,000	-\$86,794,000
1	\$3,015,592	-	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$16,232,525	0.96	\$15,608,197	-\$71,185,803
2	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.92	\$12,865,270	-\$58,320,533
3	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.89	\$12,370,452	-\$45,950,081
4	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.85	\$11,894,665	-\$34,055,416
5	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.82	\$11,437,178	-\$22,618,238
6	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.79	\$10,997,287	-\$11,620,951
7	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.76	\$10,574,314	-\$1,046,637
8	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.73	\$10,167,610	\$9,120,973
9	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.7	\$9,776,548	\$18,897,521
10	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.68	\$9,400,527	\$28,298,047
11	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.65	\$9,038,968	\$37,337,015
12	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.62	\$8,691,315	\$46,028,331
13	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.6	\$8,357,034	\$54,385,365
14	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.58	\$8,035,610	\$62,420,974
15	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.56	\$7,726,548	\$70,147,522
16	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.53	\$7,429,373	\$77,576,895
17	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.51	\$7,143,628	\$84,720,523
18	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.49	\$6,868,873	\$91,589,396
19	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.47	\$6,604,685	\$98,194,081
20	\$3,015,592	\$2,317,449	\$4,339,700	\$4,339,700	\$4,904,865	\$12,626,835	\$6,056,117	\$13,915,076	0.46	\$6,350,659	\$104,544,740
NPV										\$104,544,740	

Anexos

Anexo 5: Tabla de cálculo del valor presente neto (NPV) para el esquema BPT-100 (i=4%).

Año	Costos por operación	Impuestos	Depreciación de los activos	Cargos financieros	Ganancias por venta de electricidad	Ahorro por electricidad a proceso	Ganancias por venta de bagazo	Flujo neto de efectivo	Factor de descuento	Flujo de efectivo descontado	Ingresos acumulados
	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año		US\$	US\$
0		-						-\$77,557,500	1	-\$77,557,500	-\$77,557,500
1	\$2,721,723	-	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$12,953,426	0.96	\$12,455,217	-\$65,102,283
2	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.92	\$10,308,756	-\$54,793,526
3	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.89	\$9,912,266	-\$44,881,261
4	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.85	\$9,531,025	-\$35,350,236
5	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.82	\$9,164,447	-\$26,185,789
6	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.79	\$8,811,968	-\$17,373,821
7	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.76	\$8,473,046	-\$8,900,775
8	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.73	\$8,147,160	-\$753,615
9	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.7	\$7,833,808	\$7,080,193
10	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.68	\$7,532,507	\$14,612,700
11	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.65	\$7,242,795	\$21,855,495
12	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.62	\$6,964,226	\$28,819,722
13	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.6	\$6,696,372	\$35,516,093
14	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.58	\$6,438,819	\$41,954,912
15	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.56	\$6,191,172	\$48,146,084
16	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.53	\$5,953,050	\$54,099,134
17	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.51	\$5,724,086	\$59,823,220
18	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.49	\$5,503,929	\$65,327,150
19	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.47	\$5,292,240	\$70,619,389
20	\$2,721,723	\$1,803,475	\$3,877,875	\$3,877,875	\$3,983,897	\$10,522,362	\$5,046,764	\$11,149,951	0.46	\$5,088,692	\$75,708,081
NPV										\$75,708,081	

Anexos

Anexo 6: Tabla de cálculo del valor presente neto (NPV) para el esquema BPT-60 (i=4%).

Año	Costos por operación	Impuestos	Depreciación de los activos	Cargos financieros	Ganancias por venta de electricidad	Ahorro por electricidad a proceso	Ganancias por venta de bagazo	Flujo neto de efectivo	Factor de descuento	Flujo de efectivo descontado	Ingresos acumulados
	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año		US\$	US\$
0		-						-55,679,500	1	-\$55,679,500	-\$55,679,500
1	\$2,048,859	-	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$6,700,511	0.96	\$6,442,799	-\$49,236,701
2	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.92	\$5,406,738	-\$43,829,963
3	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.89	\$5,198,787	-\$38,631,176
4	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.85	\$4,998,833	-\$33,632,343
5	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.82	\$4,806,570	-\$28,825,773
6	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.79	\$4,621,702	-\$24,204,070
7	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.76	\$4,443,945	-\$19,760,126
8	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.73	\$4,273,024	-\$15,487,102
9	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.7	\$4,108,677	-\$11,378,425
10	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.68	\$3,950,651	-\$7,427,775
11	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.65	\$3,798,702	-\$3,629,073
12	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.62	\$3,652,598	\$23,526
13	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.6	\$3,512,114	\$3,535,640
14	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.58	\$3,377,033	\$6,912,673
15	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.56	\$3,247,147	\$10,159,819
16	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.53	\$3,122,256	\$13,282,076
17	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.51	\$3,002,170	\$16,284,245
18	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.49	\$2,886,702	\$19,170,947
19	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.47	\$2,775,675	\$21,946,622
20	\$2,048,859	\$852,583	\$2,783,975	\$2,783,975	\$2,191,869	\$6,313,417	\$3,028,059	\$5,847,928	0.46	\$2,668,918	\$24,615,540
NPV										\$24,615,540	

Anexos

Anexo 7: Tabla de cálculo del valor presente neto (NPV) para el esquema GT-185 (i=2%).

Año	Costos por operación	Impuestos	Depreciación de los activos	Cargos financieros	Ganancias por venta de electricidad	Ahorro por electricidad a proceso	Flujo neto de efectivo	Factor de descuento	Flujo de efectivo descontado	Ingresos acumulados
	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año		US\$	US\$
0		-					-\$490,479,000	1	-\$490,479,000	-\$490,479,000
1	\$26,131,304	-	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$63,867,532	0.98	\$62,615,228	-\$427,863,772
2	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.96	\$37,659,716	-\$390,204,056
3	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.94	\$36,921,291	-\$353,282,765
4	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.92	\$36,197,344	-\$317,085,422
5	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.91	\$35,487,592	-\$281,597,830
6	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.89	\$34,791,757	-\$246,806,073
7	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.87	\$34,109,565	-\$212,696,507
8	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.85	\$33,440,750	-\$179,255,757
9	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.84	\$32,785,049	-\$146,470,707
10	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.82	\$32,142,205	-\$114,328,502
11	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.8	\$31,511,966	-\$82,816,536
12	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.79	\$30,894,084	-\$51,922,452
13	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.77	\$30,288,318	-\$21,634,134
14	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.76	\$29,694,429	\$8,060,296
15	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.74	\$29,112,186	\$37,172,482
16	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.73	\$28,541,359	\$65,713,840
17	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.71	\$27,981,724	\$93,695,564
18	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.7	\$27,433,063	\$121,128,627
19	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.69	\$26,895,160	\$148,023,787
20	\$26,131,304	\$24,686,363	\$24,523,950	\$24,523,950	\$95,056,416	\$19,466,370	\$39,181,169	0.67	\$26,367,804	\$174,391,590
NPV									\$174,391,590	

Anexos

Anexo 8: Tabla de cálculo del valor presente neto (NPV) para el esquema GT-100 (i=2%).

Año	Costos por operación	Impuestos	Depreciación de los activos	Cargos financieros	Ganancias por venta de electricidad	Ahorro por electricidad a proceso	Flujo neto de efectivo	Factor de descuento	Flujo de efectivo descontado	Ingresos acumulados
	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año		US\$	US\$
0		-					-\$281,539,000	1	-\$281,539,000	-\$281,539,000
1	\$14,750,908	-	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$30,128,012	0.98	\$29,537,266	-\$252,001,734
2	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.96	\$17,400,247	-\$234,601,487
3	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.94	\$17,059,065	-\$217,542,422
4	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.92	\$16,724,574	-\$200,817,848
5	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.91	\$16,396,641	-\$184,421,207
6	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.89	\$16,075,138	-\$168,346,069
7	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.87	\$15,759,939	-\$152,586,129
8	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.85	\$15,450,921	-\$137,135,208
9	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.84	\$15,147,962	-\$121,987,246
10	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.82	\$14,850,943	-\$107,136,303
11	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.8	\$14,559,748	-\$92,576,555
12	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.79	\$14,274,263	-\$78,302,293
13	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.77	\$13,994,375	-\$64,307,917
14	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.76	\$13,719,976	-\$50,587,942
15	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.74	\$13,450,957	-\$37,136,985
16	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.73	\$13,187,212	-\$23,949,773
17	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.71	\$12,928,640	-\$11,021,133
18	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.7	\$12,675,137	\$1,654,004
19	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.69	\$12,426,605	\$14,080,608
20	\$14,750,908	\$12,024,795	\$14,076,950	\$14,076,950	\$48,433,507	\$10,522,362	\$18,103,217	0.67	\$12,182,946	\$26,263,554
NPV									\$26,263,554	

Anexos

Anexo 9: Tabla de cálculo del valor presente neto (NPV) para el esquema GT-55 (i=2%).

Año	Costos por operación	Impuestos	Depreciación de los activos	Cargos financieros	Ganancias por venta de electricidad	Ahorro por electricidad a proceso	Flujo neto de efectivo	Factor de descuento	Flujo de efectivo descontado	Ingresos acumulados
	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año	US\$/año		US\$	US\$
0		-					-\$169,224,600	1	-\$169,224,600	-\$169,224,600
1	\$8,878,013	-	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$12,305,011	0.98	\$12,063,736	-\$157,160,864
2	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.96	\$6,647,931	-\$150,512,933
3	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.94	\$6,517,579	-\$143,995,353
4	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.92	\$6,389,784	-\$137,605,570
5	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.91	\$6,264,494	-\$131,341,076
6	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.89	\$6,141,661	-\$125,199,415
7	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.87	\$6,021,236	-\$119,178,179
8	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.85	\$5,903,172	-\$113,275,007
9	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.84	\$5,787,424	-\$107,487,583
10	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.82	\$5,673,945	-\$101,813,638
11	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.8	\$5,562,691	-\$96,250,947
12	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.79	\$5,453,619	-\$90,797,328
13	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.77	\$5,346,685	-\$85,450,643
14	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.76	\$5,241,848	-\$80,208,795
15	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.74	\$5,139,067	-\$75,069,728
16	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.73	\$5,038,301	-\$70,031,427
17	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.71	\$4,939,511	-\$65,091,917
18	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.7	\$4,842,657	-\$60,249,259
19	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.69	\$4,747,703	-\$55,501,556
20	\$8,878,013	\$5,388,504	\$8,461,230	\$8,461,230	\$23,856,955	\$5,787,299	\$6,916,507	0.67	\$4,654,611	-\$50,846,945
NPV									-\$50,846,945	