

Generación de gas manufacturado por gasificación de residuos agrícolas para generar vapor saturado en caldera de 300 BHP de la empresa agroindustrial Camposol S.A – Departamento de La Libertad

Generation of gas manufactured by gasification of agricultural waste to generate saturated steam in boiler of 300 BHP of the agroindustrial company Camposol S.A - Department of La Libertad

Irvin Williams Cruz Uriol ¹

RESUMEN:

El presente estudio trata de la generación de gas manufacturado a través de la gasificación de la biomasa proveniente de los residuos agrícolas generados por la empresa Camposol S.A, con la finalidad de ser de uso como combustible en la caldera pirotubular de 300BHP. Se determinó que el caldero con petróleo industrial N°6, consume 432 Kg/h. Asimismo, el caldero con gas manufacturado consumiría 3564 Kg/h. Para la correcta operación se seleccionó un quemador a gas Riello, modelo 10P/M con una potencia nominal de 4885KW. La cantidad de masa para la generación de gas manufacturado resultó 1908 Kg/h. Se diseñó el tanque de almacenamiento de gas manufacturado de forma esférica con un volumen de 1549 m³, con una presión interna de 14bar y temperatura de 293°K, obteniendo un tanque esférico con un radio de 7.17 m. El beneficio del proyecto asciende a 1042629.00 U\$\$/año, con una inversión de 436106.07 U\$\$ y un retorno operacional de la inversión de 6 meses, VAN de 5002367.00 U\$\$ y TIR 239%.

Palabras claves: Gas manufacturado, gasificador de biomasa, gasificación de residuos agrícolas, vapor saturado.

ABSTRACT:

This study deals with the generation of manufactured gas through the gasification of biomass from agricultural waste generated by the company Camposol S.A, with the purpose of being used as fuel in the 300BHP shell boiler. It was determined that the cauldron with industrial oil N ° 6, consumes 432 Kg / h. Also, the cauldron with manufactured gas would consume 3564 Kg / h. For the correct operation, a Riello gas burner was selected, model 10P / M with a nominal power of 4885KW. The amount of mass for the generation of manufactured gas resulted 1908 Kg / h. The gas storage tank was designed in a spherical shape with a volume of 1549 m ³, with an internal pressure of 14bar and a temperature of 293 ° K, obtaining a spherical tank with a radius of 7.17 m. The benefit of the project amounts to 1042629.00 U \$\$ / year, with an investment of 436106.07 U \$\$ and an operational return of the investment of 6 months, VAN of 5002367.00 U \$\$ and TIR 239%.

Key words: Manufactured gas, biomass gasifier, agricultural waste gasification, saturated steam

¹ Universidad César Vallejo - Estudiante de Ingeniería Mecánica Eléctrica
E-mail: williamsacruzuriol@gmail.com

1. INTRODUCCIÓN:

La empresa Camposol S.A, cuenta con un caldero pirotubular de potencia de 300 BHP el cual suministra 4698 Kg/h de vapor saturado seco, a una presión de 130.50 Psig (10 bar absolutos), con agua de alimentación a una temperatura de 80°C. En la combustión el aire ingresa a 30°C, y el combustible industrial N°6 a 45°C para su ignición, con un consumo horario de 95 gal/h. El caldero pirotubular de 300BHP, según el análisis de gases de combustión entrega un rendimiento energético promedio de 85%, trabaja en promedio 4676 h/año, para lo cual consume anualmente 444220 gal/año, comprándolo a un costo unitario de 7.28 N.S/gal, por lo consiguiente se tendría un costo anual de 3233921.60 N.S/año. Asimismo los últimos reportes de sostenibilidad de la empresa, arrojan que la caldera evacua al medio atmosférico 20 TM gases quemados/ TM de petróleo industrial (341640 TM gases/año), equivalente a 3.66 TM CO₂/ TM de petróleo industrial (62520 TM CO₂/año).

2. TRABAJOS PREVIOS:

Grass (2013), detalla la factibilidad técnica – económica de la instalación de una planta generadora de biogás con tecnología de flujo pistón, con una masa de residuos agrícolas de 70000 TM/año, para lo cual se generaría 7427 MWh de energía eléctrica, equivalente a una potencia de 850 KW, además de una cogeneración de 20506 MMBTU de energía térmica calorífica, concluyendo que es un rentable el proyecto con un valor actual neto de 114000.00 U\$\$ y una tasa interna de rentabilidad de 10.40%, es decir a través de la venta de energía se obtiene un beneficio de 740000 U\$\$/año, con una inversión inicial de 130000 U\$\$/año.

Andrés (2012), explica la producción de energía eléctrica mediante la generación de biogás que

producen los rellenos sanitarios con una composición promedio de 60% CH₄ (Metano) y 40% CO₂ (Dióxido de carbono), con una masa de residuos agrícolas de 115 TM/día, con una generación de energía eléctrica de 550 KW, con un costo unitario de 0.10 NS/KWh, con una inversión de 80000 U\$\$, beneficio de 65000 U\$\$/año, para el cual el retorno operacional de la inversión es 1.2 años, concluyendo que el proyecto es factible con una tasa de inversión de 70% y un valor actual neto 50200 U\$\$/año.

Pagés (2012), expone la potencialidad de diferentes residuos agroindustriales, para producir biogás de utilización en una caldera pirotubular de 400 BHP, la cual consume 130 gal/h de petróleo industrial con un poder calorífico inferior de 39000 KJ/Kg. La planta cuenta con una capacidad mínima de 4200 TM/mes de residuos agrícolas (producción de alimentos, ceba de animales, cría, matadero y residuos de la comunidad), para producir vapor saturado a 120PSig (9.30 bar absolutos), se necesitan 2.8 TM/h de biomasa, produciendo 5500 Kg/h de biogás, con una relación aire/combustible de 1.50 Kg aire/Kg biogás, el biogás manufacturado cuenta con un poder calorífico inferior de 45000 KJ/Kg, concluyendo que el retorno operacional de la inversión es 0.67 años (8 meses), con una beneficio de 1500000.00 U\$\$/año y una inversión 1000000.00 U\$\$.

3. TEORÍAS RELACIONADAS AL TEMA:

Balance de materia o masa: Es la ley más básica de la física, que detalla que la masa no puede crearse ni destruirse solo se transforma. Por lo tanto, la masa que ingresa a un determinado sistema debe ser la misma al ser evacuada de dicho sistema, (Kenneh y Donald, 2010).

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s$$

Dónde:

- \dot{m}_e : Flujo másico de entrada al sistema [Kg/s]
- \dot{m}_s : Flujo másico de Salida del sistema [Kg/s]

Balance de energía: Es la ley fundamental de la física, que explica que el calor intercambiado y acumulado en un sistema, debe ser igual al evacuado después del determinado proceso, (Kenneh y Donald, 2010).

$$\sum \dot{m}_e * h_e = \sum \dot{m}_s * h_s$$

Dónde:

- \dot{m}_e : Flujo másico de entrada al sistema [Kg/s]
- h_e : Entalpia especifica del fluido de entrada [KJ/Kg]
- \dot{m}_s : Flujo másico de Salida del sistema [Kg/s]
- h_s : Entalpia especifica del fluido de salida [KJ/Kg]

Poderes caloríficos del combustible: Es la cantidad de calor que entrega una unidad de masa de combustible al oxidarse en su totalidad. Se divide en dos partes: poder calorífico superior donde todos los reactantes y productos son tomados a una temperatura de 273.15°K después de la combustión, donde el agua se encuentra en la fase de vapor saturado, mientras el poder calorífico inferior por el contrario indica que el agua contenida en los gases de combustión no se ha condensado en su totalidad, (Amau, 2010).

El poder calorífico inferior para un combustible líquido, (Amau, 2010):

$$PCI_{R-6} = g_c * 33\ 900 + g_s * 9720 + 120120 * \left(g_h - \frac{g_o}{8} \right) - 2510 * g_w.$$

Dónde:

- PCI: Poder calorífico inferior [KJ/kg]
- g: Participaciones másicas de los compuestos del combustible

Y para combustibles gaseosos, (Fernández, 2010):

$$PCI = \sum_{i=1}^n PCI_{C_m H_n} * g_{C_m H_n}$$

Dónde:

- $PCI_{C_m H_n}$: Poderes caloríficos inferiores de los hidrocarburos [KJ/Kg]
- $g_{C_m H_n}$: Participación másica de cada compuesto o hidrocarburo

El poder calorífico por cada hidrocarburo:

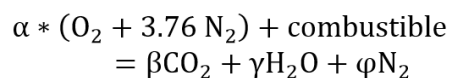
$$PCI_{C_m H_n} = \frac{M_{C_m} * PCI_{carb.} + M_{H_n} * PCI_{hid.}}{M_{C_m H_n}}$$

Dónde:

- M_{C_m} : Peso atómico del compuesto de carbono [Kg/Kmol]
- $PCI_{carb.}$: Poder calorífico inferior del carbono [KJ/Kg], 32714.7 KJ/Kg
- M_{H_n} : Peso atómico del compuesto de hidrogeno [Kg/Kmol]
- $PCI_{hid.}$: Poder calorífico inferior del hidrogeno [KJ/Kg], 119838.13 KJ/Kg
- $M_{C_m H_n}$: Peso atómico del compuesto [Kg/Kmol]

Balances de combustión: El balance en un sistema de combustión se basa en relacionar o equilibrar la masa de los reactantes y los productos durante el periodo de la reacción química, (Martínez, 2010).

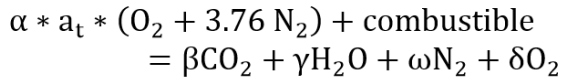
Balance en combustión completa: Refiere a que existe la cantidad completa de comburente para oxidar todas las partículas del combustible como el carbono, hidrogeno y nitrógeno, (Capcha, 2007):



Donde:

- α : Número de moles del oxigeno [Kg/Kmol]
- β : Número de moles del dióxido de carbono [Kg/Kmol]
- γ : Número de moles del agua [Kg/Kmol]
- φ : Número de moles del nitrógeno [Kg/Kmol]

Balance en combustión real o incompleta: refiere a un exceso de comburente para lograr oxidar todas las partículas del combustible, es decir en los productos aparece un sobrante de oxígeno, (Capcha, 2007):



Dónde:

- α : Número de moles del oxígeno [Kg/Kmol]
- a_t : Porcentaje de aire teórico
- β : Número de moles del dióxido de carbono [Kg/Kmol]
- γ : Número de moles del agua [Kg/Kmol]
- ω : Número de moles del nitrógeno [Kg/Kmol]
- δ : Número de moles del oxígeno libre [Kg/Kmol]

Implementación de sistemas de recuperación de calor:

El diseño de un intercambiador de calor, depende de 6 variables, las cuales deben interrelacionarse entre sí, para obtener un intercambiador de calor eficiente y ergonómico, tales variables son: el coeficiente de convección interno, coeficiente de convección externo, coeficiente global de transferencia de calor, variación de temperatura media logarítmica, calor útil y superficie lateral de los tubos, (Broatch, 2010).

Coefficiente de transferencia de calor interno: Es la relación de la potencia del fluido que circula por el interior de los tubos y la superficie lateral por unidad de temperatura, (Cengel, 2007).

$$h_{int} = \frac{(Nu)_i * K_i}{d_{int}}$$

Dónde:

- h_{int} : Coeficiente de convección interno [W/m²°C]
- $(Nu)_i$: Número de Nusselt del fluido interno
- K_i : Conductividad térmica promedia del fluido que circula por los tubos [W/(m°C)]
- d_{int} : Diámetro interior de los tubos [m]

El número de Reynolds por la ecuación de Dittus Boelter, para valores superiores a 10000, (Cengel, 2007):

$$(Nu)_i = 0.0263 * (Re)_i^{0.8} * Pr_i^{0.4}$$

Dónde:

- $(Nu)_i$: Número de Nusselt
 - $(Re)_i$: Número de Reynolds interno
 - Pr_i : N°. de Prandtl promedio del fluido interno.
- Para evaluar el diámetro interior, es necesario determinar el flujo másico unitario por cada tubo, (Shapiro y Howard, 2005):

$$\dot{m}_{u,t} = \rho_{fi} * V_{fi} *$$

O también:

$$\dot{m}_{u,t} = \frac{\dot{m}_f}{N_t}$$

Dónde:

- $\dot{m}_{u,t}$: Flujo másico unitario por cada tubo [kg/s]
- \dot{m}_f : Flujo másico total, que distribuirá en los tubos del intercambiador [kg/s]
- N_t : Número de tubos totales
- ρ_{fi} : Densidad promedio del fluido interno [kg/m³]
- V_{fi} : Velocidad del fluido en los tubos [m/s]
- S : Superficie transversal de transferencia de calor [m²]

Donde, el diámetro interior, (Incropera y Witt, 2009):

$$d_{int} = \left(\frac{4 * S}{\pi} \right)^{0.5}$$

Dónde:

- d_{int} : Diámetro interior de los tubos [m]
- S : Superficie transversal de transferencia de calor [m²]

Para normalizar el diámetro, se debe cuantificar el número de cedula, (Amau, 2010):

$$Sch = 1000 \left(\frac{P}{S} \right) * fs$$

Dónde:

- P : presión de trabajo [bar]
- S : esfuerzo de trabajo [bar]
- fs : factor de seguridad

Coefficiente de transferencia de calor externo: Es la relación de la potencia del fluido que circula por el exterior y la superficie lateral de los tubos por unidad de temperatura, (Cengel, 2007).

$$h_{\text{ext}} = \frac{(\text{Nu})_e * K_e}{d_{\text{ext}}}$$

Dónde:

- h_{ext} : Coeficiente de convección externo [W/(m²C)]
- (Nu)_e: Número de Nusselt del fluido externo
- K_e : Conductividad térmica del fluido externo [W/(m°C)]
- d_{ext} : Diámetro exterior de los tubos [m]

El número de Nusselt:

$$(\text{Nu})_e = 0.0263 * (\text{Re})_e^{0.8} * \text{Pr}_e^{0.3}$$

Dónde:

- (Nu)_e: Número de Nusselt del fluido externo
- (Re)_e: Número de Reynolds externo
- Pr_e: Número de Prandtl promedio del fluido

externo

El número de Reynolds:

$$(\text{Re})_e = \frac{U_{\text{fe}} * dh}{\nu_{\text{fe}}}$$

Dónde:

- (Re)_e: Número de Reynolds externo
- U_{fe} : Velocidad del fluido externo [m/s]
- dh: Diámetro hidráulico [m]
- ν_{fe} : Viscosidad cinemática promedio del fluido externo [m²/s]

El diámetro hidráulico:

$$dh = \frac{D_{\text{int}}^2 - Nt * d_{\text{ext}}^2}{D_{\text{int}} + Nt * d_{\text{ext}}}$$

Dónde:

- D_{int} : Diámetro interior de la coraza [m]
- d_{ext} : Diámetro exterior de los tubos [m]
- Nt: Número de tubos totales en el intercambiador de calor.

El diámetro interior de la coraza:

$$D_{\text{int}} = \sqrt{[(N_L - 1)L]^2 + [(N_T - 1)L]^2} + 2L$$

Dónde:

- N_L : Número de tubos laterales del intercambiador de calor.
- N_T : Número de tubos Transversales del intercambiador de calor.
- L: Distancia entre centros de tubos [m]

La velocidad del fluido externo:

$$U_{\text{fe}} = \frac{\dot{m}_F}{\rho_{\text{fe}} * A_f}$$

Dónde:

- U_{fe} : Velocidad del fluido externo [m/s]
- \dot{m}_F : Flujo másico total del fluido externo [kg/s]
- ρ_{fe} : Densidad promedio del fluido externo [kg/m³]

El área de circulación del fluido:

$$A_f = \frac{\pi * D_{\text{int}}^2}{4} - Nt \left(\frac{\pi * d_{\text{ext}}^2}{4} \right)$$

Dónde:

- A_f : Área transversal de circulación del fluido externo [m²]
- D_{int} : Diámetro interior de la coraza [m]
- d_{ext} : Diámetro exterior de los tubos [m]
- Nt: Número de tubos totales en el intercambiador de calor.

Coefficiente Global de transferencia calor: Es el agrupamiento de los coeficientes de transferencia de calor por convección (interno y externo), la conductividad térmica del material de los tubos y las resistencias de ensuciamiento, con la finalidad de obtener un solo coeficiente de transferencia de calor global, (Cengel, 2007).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{\delta_{\text{tubo}}}{K_{\text{tubo}}} + \frac{1}{h_{\text{ext}}} + R_{f,\text{externo}} + R_{f,\text{interno}}}$$

Dónde:

- U: Coeficiente Global de transferencia del I.C [W/(m²°C)]
- h_{int}: Coeficiente de convección interno [W/(m²°C)]
- h_{ext}: Coeficiente de convección externo [W/(m²°C)]
- δ_{tubo}: Espesor de los tubos [m]
- K_{tubo}: Conductividad térmica del material de los tubos [W/(m°°C)]
- R_{f,externo}: Resistencia de ensuciamiento del fluido externo [(m²°C)/W]
- R_{f,interno}: Resistencia de ensuciamiento del fluido interno [(m²°C)/W]

Variación de temperatura media logarítmica: Es la temperatura promedio de las temperaturas medias del fluido interno y externo, (Cengel, 2007).

$$\Delta T_{mL} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}} \right)}$$

- ΔT_{mL}: Variación de temperatura media logarítmica [°C]
- ΔT_{max}: Variación de temperatura máxima en el I.C [°C]
- ΔT_{min}: Variación de temperatura mínima en el I.C [°C]
- Tsat: Temperatura de saturación [°C]

Calor útil: Es la potencia térmica aprovechada por el fluido frío, debido al aumento de su temperatura, (Cengel, 2007).

$$\dot{Q}_{util} = \dot{m}_f * C_{pfi} * (T_s - T_e)$$

Dónde:

- Q_{util}: Calor útil del I.C [KW]
- C_{pfi}: Calor específico a presión constante del fluido interno [KJ/(Kg °C)]
- T_s: Temperatura de salida del fluido interno [°C]
- T_e: Temperatura de ingreso del fluido externo [°C]

Superficie de intercambio de calor total: Es el área necesaria para la transferencia de calor entre los fluidos interno y externo, (Cengel, 2007).

$$S_{IC} = \frac{\dot{Q}_{util} * 1000}{U * \Delta T_{mL}}$$

Dónde:

- S_{IC}: Superficie lateral de intercambio de calor total de los tubos [m²]
- Q_{util}: Calor útil del I.C [KW]
- U: Coeficiente Global de transferencia del I.C [W/(m²°C)]
- ΔT_{mL}: Variación de temperatura media logarítmica [°C]

Una vez, obtenida la superficie de intercambio de calor, se determina la longitud necesaria de transferencia de calor, (Cengel, 2007):

$$L_t = \frac{S_{IC}}{\pi * d_{ext} * N_t}$$

Dónde:

- L_t: Longitud unitaria de los tubos [m]
- S_{IC}: Superficie lateral de intercambio de calor total de los tubos [m²]
- d_{ext}: Diámetro exterior de los tubos [m]
- N_t: Número de tubos totales en el intercambiador de calor.

Aislamiento térmico: Es el proceso para reducir las pérdidas de calor al medio ambiente, donde el mejor aislamiento es aquel que posee la menor posible conductividad térmica. Un correcto aislamiento térmico permite a una empresa lograr un ahorro económico, proteger a sus trabajadores y proteger el medio atmosférico, (Esplugas y Chamarro, 2005).

Diámetro exterior del aislante:

$$D_{e,a} = D_{ext} * e^{\frac{2\pi * K_a * L * (T_p - T_o)}{Q_{c,a}}}$$

Dónde:

- D_(e,a): Diámetro exterior del aislante [m]

- K_a : Conductividad térmica del aislante [W/(m°C)]
- L: Longitud [m]
- T_p : Temperatura de la pared exterior con aislante [°C]
- T_0 : Temperatura del medio atmosférico [°C]
- D_{ext} : Diámetro del exterior [m]
- $Q_{(c,a)}$: Potencia térmica con aislante [W]

La conductividad térmica del aislante, se evalúa, (Esplugas y Chamarro, 2005):

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * T_m$$

Dónde:

- T_m : Temperatura media en el aislante [°C]

Por lo consiguiente el espesor del aislante, sería:

$$\delta_a = \frac{D_{e,a} - D_{ext}}{2}$$

Dónde:

- δ_a : Espesor del aislante térmico [m]
- $D_{(e,a)}$: Diámetro exterior del aislante [m]
- D_{ext} : Diámetro del exterior [m]

Una vez determinado el espesor del aislante, es necesario determinar el número de fardos unitario y total, (Esplugas y Chamarro, 2005):

Número de fardos unitario:

$$n_{f,u} = \frac{S_e}{S_f}$$

Dónde:

- $n_{f,u}$: número de fardos unitarios
- S_e : Superficie exterior [m²]
- S_f : Superficie de un fardo [m²]

Número de fardos totales, (Esplugas y Chamarro, 2005):

$$n_{f,t} = \frac{n_{f,u} * \delta_a}{\delta_f}$$

Dónde:

- $n_{f,t}$: número de fardos totales
- δ_a : Espesor del aislante térmico [m]
- δ_f : Espesor del fardo [m]

Análisis estructural: El análisis estructural, nos permite que los intercambiadores de calor instalados

operen correctamente libres de pandeo en su estructura de soporte. Esta metodología nos permite una selección correcta de las de vigas estructurales, placas de soporte, pernos y cimientos.

Selección de la viga estructural: la selección de una viga estructural depende directamente del momento de inercia y radio de giro.

Carga crítica por pandeo:

$$(P_{cr})_t = W_{I.C} * n$$

Dónde:

- P_{cr} : carga crítica de pandeo total [N]
- $W_{I.C}$: peso del intercambiador de calor [N]
- n: factor de seguridad

Momento de inercia, según la ecuación de Euler, (Shigley, 2008):

$$I = \frac{(P_{cr})_t * H^2}{E * \pi^2}$$

Dónde:

- I: momento de inercia [m⁴]
- P_{cr} : carga crítica de pandeo total [N]
- H: altura de la columna [m]
- E: módulo de elasticidad o Young [Pa]

Radio de giro, según la relación de esbeltez para columnas:

$$r \leq \frac{H}{100}$$

Dónde:

- r: radio de giro [m]
- H: altura de la columna [m]

Placas de soporte: Es muy relevante determinar el espesor de las placas bases para evitar flexión, así como el diámetro óptimo de los pernos.

Espesor de las placas, (Singer, 2008).

$$t = \frac{2 * W_p * n}{l * S_y}$$

Dónde:

- t: espesor mínimo de la placa base [m]

- W_p : peso del I.C y columna [N]
- n: factor de seguridad
- l: lado mínimo de la placa [m]
- S_y : esfuerzo de fluencia del material de la placa [Pa]
- τ : esfuerzo cortante al que está sometido la placa [Pa]

Diámetro de los pernos, (Singer, 2008):

$$d = \frac{n * V_p}{\pi * \tau_{max} * t}$$

Dónde:

- d: diámetro del perno [m]
- V_p : fuerza cortante [N]
- n: factor de seguridad
- t: espesor mínimo de la placa base [m]
- τ_{max} : esfuerzo máximo o admisible de la placa [Pa]

Periodo de retorno de la inversión: Es una medida de cuantificación que determina el periodo de tiempo que se requiere para que los flujos netos de efectivo de una inversión recuperen su inversión inicial, (Sowell, 2013).

$$PRI = \frac{I}{B}$$

Dónde:

- ROI: Retorno operacional de la inversión [años]
- I: Inversión para la ejecución del proyecto [\$]
- B: Beneficio logrado por el proyecto [\$/año]

Valor actual neto: Es un método de valoración de inversiones que puede definirse como la diferencia entre el valor actualizado de los cobros y de los pagos generados por una inversión, (Sowell, 2013).

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+r)^t} - I_0$$

Dónde:

- VAN : Valor actual neto [\$]
- V_t : Flujos de caja en cada tiempo [\$]

- r: Interés [%]
- t: Número de períodos considerados [años]
- I_0 : Valor del desembolso inicial de la inversión [\$]

Tasa interna de retorno: Es la tasa efectiva anual o tasa de descuento que hace que los valores actuales netos de todos los flujos de efectivo de una determinada inversión sean igual a cero, (Sowell, 2013).

$$\sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+TIR)^t} - I_0 = 0$$

Dónde:

- TIR: Tasa interna de retorno [%]
- VAN: Valor actual neto [\$]
- V_t : Flujos de caja en cada tiempo [\$]
- t: Número de períodos considerados [años]
- I_0 : Valor del desembolso inicial de la inversión [\$]

4. OBJETIVOS:

4.1 Objetivo General:

- Realizar el análisis técnico económico y financiero de la generación de gas manufacturado por gasificación de residuos agrícolas para uso como combustible para la caldera pirotubular de 300 BHP de la empresa agroindustrial Camposol S.A – Departamento de La Libertad.

4.2 Objetivos Específicos:

- Determinar un balance de masa y energía al caldero pirotubular de 300BHP con petróleo industrial N°6 en operación actual y gas manufacturado para evaluar el flujo másico de combustible, flujo másico de aire y flujo másico de gases de combustión.
- Dimensionar y seleccionar el nuevo quemador para la caldera pirotubular de 300BHP y gasificador para la generación de gas manufacturado y flujo másico de biomasa de residuos agrícolas.
- Diseñar el precalentador de aire por gas manufacturado.

- Dimensionar y seleccionar las tuberías de aire caliente y gas manufacturado, lavador de gases y compresor de aire.
- Diseñar el tanque de almacenamiento de gas manufacturado y análisis estructural.
- Dimensionar el sistema de transporte de biomasa para alimentar el gasificador.
- Realizar un análisis al sistema eléctrico para seleccionar transformador de potencia y conductores eléctricos.
- Realizar un análisis económico, basado en la inversión de activos fijos, beneficio útil y retorno operacional de la inversión.
- Plantear un análisis financiero, para evaluar las herramientas financieras valor actual neto y tasa interna de rentabilidad de viabilidad del proyecto.

5. RESULTADOS Y DISCUSIONES

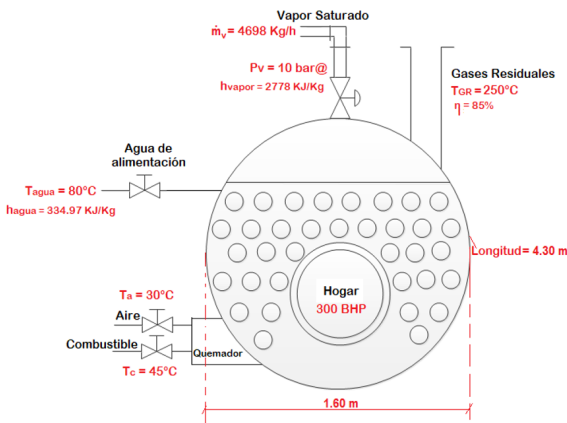


Figura 1: Principales parámetros de operación del caldero pirotubular de 300 BHP de la empresa Camposol S.A, con petróleo industrial N°6.

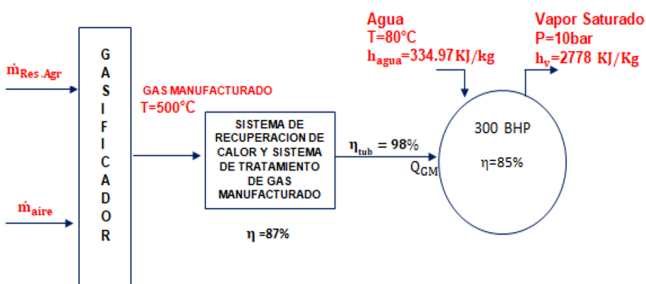


Figura 2: Diagrama de generación de gas manufacturado

En la figura 03, se muestran los resultados de los flujos máscicos de aire, combustible y gases con petróleo industrial y gas manufacturado.

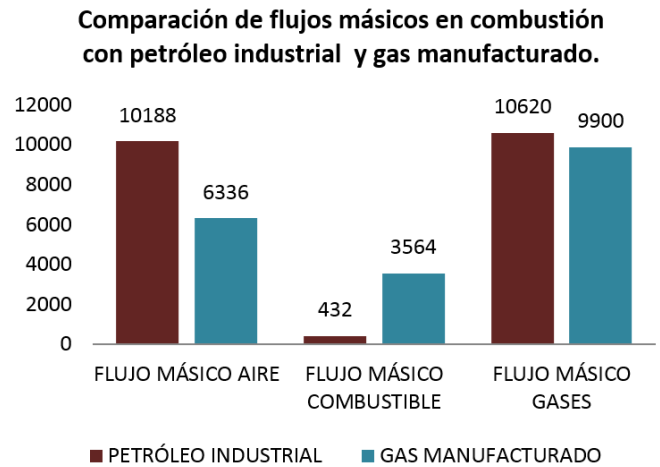


Figura 3: Comparativo de flujos máscicos de combustión con caldera pirotubular de 300BHP con petróleo industrial y gas manufacturado

Tabla 1: Inversión en activos fijos

Descripción	Cantidad	Precio unitario (N.S)	Total (N.S)
Tornillo Sin fin con base	1	6 000.00	6 000.00
Gasificador	1	75 000.00	75 000.00
Intercambiador de calor	1	30 000.00	30 000.00
Lavador de gases	1	45 000.00	45 000.00
Compresor	1	550 000.00	550 000.00
Ventilador	1	17 000.00	17 000.00
Tanque	1	70 000.00	70 000.00
Quemador	1	125 000.00	125 000.00
Válvula reductora de presión de 13 a 1.8 bar	1	16 000.00	16 000.00
Válvula reductora de presión de 1.8bar a 30 mbar	1	16 000.00	16 000.00

Válvula compuerta Dn =8pulg	8	7 000.00	56 000.00
Válvula anti retorno	2	5 000.00	10 000.00
Tubería	25 u	900.00	22 500 .00
Fibra de vidrio	3	462	1 386.00
Capa protectora	18	20.00	360.00
Soldadura	13 Kg	23	299.00
Soporte de tuberías para altura de 2 metros con viga W 3010 y con placa de (400x 400)	10	90	900.00
Soporte de tuberías para altura de 2 metros con viga W 3010 y con placa de (400x 400)	4	85	340.00
Soporte de tuberías para altura de 2 metros con viga W 3010 y con placa de (400x 400)	3	90	270.00
Soporte de tuberías para altura de 4 metros con viga W 3010 y con placa de (400x 400)	2	110	220.00
Agarraderas de tuberías	19	150	2850.00
Compensadores de dilatación	9	800	7200.00
Picadora	1	3 000.00	3 000.00
Pernos 5/16	12	3.00	36.00
Pernos de 1/2	40	3.00	120.00
Pernos de 1/4	20	0.80	16.00
Conductor AWG 10 = (5.26 MM) THW 750V	260 m	15	3900.00

AWG 16 = (1.31MM) TW 660V	130m	10	1300.00
AWG 8 = (8.37MM) TW THW 750V	130m	20	2600.00
AWG 1/0 = (53,51 MM) THW 750V	130m	60	7800.00
Tanque de almacenamiento	1	30 000.00	30 000.00
Transformador trifásico	1	70 000.00	70 000.00
Mano de obra para montaje de tuberías ,estructuras y sistema eléctrico	1	50 000.00	50 000.00
TOTAL			1 221 097

Tabla 2: Cálculo financiero del VAN y TIR

ANÁLISIS FINANCIERO EMPRESA CAMPOSOL S.A. - LA LIBERTAD EVALUCIÓN DEL VAN Y TIR		
Años	Flujo de Fondos	Movimientos en el Periodo - Año
Inversión	- \$436,106.07	Costo Inicial del Proyecto
1	\$1,042,629.00	Beneficios Netos anuales
2	\$1,042,629.00	Beneficios Netos anuales
3	\$1,042,629.00	Beneficios Netos anuales
4	\$1,042,629.00	Beneficios Netos anuales
5	\$1,042,629.00	Beneficios Netos anuales
6	\$1,042,629.00	Beneficios Netos anuales
7	\$1,042,629.00	Beneficios Netos anuales
8	\$1,042,629.00	Beneficios Netos anuales
9	\$1,042,629.00	Beneficios Netos anuales
10	\$1,042,629.00	Beneficios Netos anuales

Total Ingresos	\$10,426,290	
Tasa de Interés:	14.00%	
TIR	239%	Tasa interna de Retorno
VAN	\$ 5,002,367	Valor Actual Neto

El VAN es mayor a 0 se acepta el proyecto y el TIR es superior al interés por lo tanto el proyecto es rentable.

En el estudio Grass (2013), “Evaluación y diseño para la implementación de una planta de biogás a partir de residuos orgánicos agroindustriales en la Región Metropolitana”. Detalla la instalación de una planta generadora de biogás con tecnología de flujo pistón, con una masa de residuos agrícolas de 70000 TM/año, concluyendo que es un rentable el proyecto con un valor actual neto de 114000.00 U\$\$ y una tasa interna de rentabilidad de 10.40%, es decir a través de la venta de energía se obtiene un beneficio de 740000 U\$\$/año, con una inversión inicial de 130000 U\$\$/año. En comparación con el presente estudio la generación de gas manufacturado, tiene como objetivo alimentar la caldera de 300BHP con una potencia de combustión de 3750KW, con un VAN 5002367.00 U\$\$ y un TIR 239%, logrando un beneficio de 1042629 U\$\$/año, con una inversión de 436106.07 U\$\$.

En el estudio de Andrés (2012), “Generación de energía eléctrica a partir de producción de biogás”. Explica la producción de energía eléctrica mediante la generación de biogás que producen los rellenos sanitarios con una composición promedio de 60% CH4 (Metano) y 40% CO2 (Dióxido de carbono), con una masa de residuos agrícolas de 115 TM/día, con una generación de energía eléctrica de 550 KW, con un costo unitario de 0.10 NS/KWh, con una inversión de 80000 U\$\$, beneficio de 65000 U\$\$/año, para el cual el retorno operacional de la inversión es 1.2 años, concluyendo que el proyecto es

factible con una tasa de inversión de 70% y un valor actual neto 50200 U\$\$/año. En comparación al presente estudio la empresa Camposol necesita una capacidad de 1908 Kg/h (19.080 TM/día), obteniendo un beneficio de 1042629.00 U\$\$/año, con una inversión de 436106.07 U\$\$ y un retorno operacional de la inversión de 6 meses. El análisis financiero, determinó la viabilidad del proyecto con un VAN de 5002367.00 U\$\$ y un TIR 239%.

En el estudio de Pagés (2012), “Potencialidad de residuos agroindustriales para producir biogás”. Detalla la potencialidad de diferentes residuos agroindustriales, para producir biogás de utilización en una caldera pirotubular de 400 BHP, la cual consume 130 gal/h de petróleo industrial con un poder calorífico inferior de 39000 KJ/Kg. La planta cuenta con una capacidad mínima de 4200 TM/mes de residuos agrícolas (producción de alimentos, ceba de animales, cría, matadero y residuos de la comunidad), para producir vapor saturado a 120PSIg (9.30 bar absolutos), se necesitan 2.8 TM/h de biomasa, produciendo 5500 Kg/h de biogás, con una relación aire/combustible de 1.50 Kg aire/Kg biogás, el biogás manufacturado cuenta con un poder calorífico inferior de 45000 KJ/Kg, concluyendo que el retorno operacional de la inversión es 0.67 años (8 meses), con una beneficio de 1500000.00 U\$\$/año y una inversión 1000000.00 U\$\$. En similitud a la presente tesis, la caldera pirotubular es de potencia 300BHP, operando a 10bar@, con un consumo en petróleo industrial de 95gal/h con un poder calorífico de 38567.76 KJ/Kg, con una capacidad en biomasa de 1.90 TM/h, con una producción de gas manufacturado de 3564 Kg/h, ratio de 1.78 y poder calorífico 4392.90 KJ/Kg, con un beneficio de 1042629 U\$\$/año, con una inversión de 436106.07 U\$\$ y un periodo de retorno de 6 meses.

6. CONCLUSIONES

- El balance masa y energía realizado al caldero pirotubular, determino que el caldero de 300HBP con uso de combustible petróleo industrial N°6, consume 432 Kg/h, con un flujo másico de aire de 10188 Kg/h y flujo másico de gases de 10620 Kg/h. Asimismo, el caldero con uso de combustible gas manufacturado consumiría 3564 Kg/h, con un flujo másico de aire de 6336 Kg/h y flujo másico de gases de 9900 Kg/h.
- Para la correcta del caldero pirotubular de 300BHP, se seleccionó un quemador a gas Riello, modelo 10P/M con una potencia nominal de 4885KW. La cantidad de masa para la generación de gas manufacturado resulto 1908 Kg/h, para lo cual se seleccionó un gasificador modelo UFBGPP1500 con una potencia de 4500 KW.
- El diseño del precalentador, permitió calentar el aire de combustión del caldero de 30°C a 200°C, el intercambiador consta de 240 tubos de material ASTM A53, con diámetro exterior 23mm y espesor 1.5mm, con una longitud de 1.8 m.
- Se dimensionaron las diferentes tuberías de aire caliente y gas manufacturado mediante la norma NTP 111 010, obteniendo en todas las tuberías un diámetro nominal de 8 pulgadas cédula 40, con espesor de aislamiento de lana de vidrio de 2 a 4 pulgadas. El lavador de gases con modelo 1778 CFM y el compresor de aire es de 95KW.
- Se diseñó el tanque de almacenamiento de gas manufacturado de forma esférica, para contener una masa de 8910 Kg, con un volumen de 1549 m³, con una presión interna de 14bar y temperatura de 293°K, obteniendo un tanque esférico con un radio de 7.17 m. El análisis estructural, indico que las vigas son de especificación W3010X21 ASTM

A-36, con placas de 1/8 in y diámetro de pernos de 3/8in.

- El sistema de transporte de biomasa se realizará a través de un tornillo sin fin con una potencia de 0.8KW, con un volumen de contenedor de 38 m³, durante 14 horas, con dimensiones: 4mx5mx2m.
- Se realizó un análisis al sistema eléctrico seleccionando un transformador Promelsa de 200KVA, 10 KV/440V, f=60Hz, con conductores eléctricos en baja tensión AWG 1/0 hasta 16 y conductores en alta tensión N2YSY 5/10KV 10 mm².
- El análisis económico, determino que el proyecto obtendrá un beneficio de 1042629.00 U\$\$/año, con una inversión de 436106.07 U\$\$ y un retorno operacional de la inversión de 6 meses.
- El análisis financiero, determinó la viabilidad del proyecto con un VAN de 5002367.00 U\$\$ y un TIR 239%.

7. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

- [1] Amau, José. 2010. Ejercicios resueltos de máquinas térmicas. Valencia : Universidad Politécnica de Valencia. 9788483635919
- [2] Beltrán, Rafael. 2008. Conversión Térmica de Energía. Bogotá : Uniandes. 9789586953856.
- [3] Broatch Jacobi, Alberto. 2010. Ejercicios Resueltos de Maquinas Térmicas : Universidad Politecnica , 978-84-8363-591-9.
- [4] Capcha, Meliton. 2007. Termodinámica II. Lima : Ciencias. 15010520022131.
- [5] Cengel, Yunus. 2007. Transferencia de calor y masa. México, D.F : McGraw-Hill, 2007. 9789701061732.
- [6] Esplugas, S. y Chamarro, M. 2005. Fundamentos

de Transmisión de Calor. España: Publicaciones y Ediciones de la Universidad de Barcelona. 9468578355547

- [7] Fernández, Jorge. 2010. Maquinas Térmicas. México : UNED. 9877578355882.
- [8] Fernández, Pedro. 2009. Termodinámica técnica. Madrid : Universidad de Cantabria. 8489586128.
- [9] Harper, Enríquez. 2004. Generadores, Transformadores y motores eléctricos. México : Limusa Noriega Editores S.A, 2004. pág. 187. 9681860535.
- [10] Incropera, Frank y Witt, David. 2009. Fundamentos de transferencia de calor. México :Prencite Hall. 0471304603.
- [11] Kenneth, Wark y Donald, E. 2001. Termodinámica . Madrid : Concepción Fernández Madrid , 2001. 844812829.
- [12] Martines, Juan. 2010. Energías eléctricas y renovables. Madrid : Limusa-Wiley, 2010. 9786070501760.
- [13] Muñoz, Marta. 2011. Problemas resueltos de motores térmicos y turbomáquinas térmicas. Madrid : Uniandes. 9788436255645.
- [14] Shapiro, Michael J. Moran y Howard N. 2005. Fundamentos de Termodinámica Técnica. Barcelona : Reverté S.A. 8429143130.
- [15] Shigley, Joseph. 2008. Mechanical Engineering Design. United States of America : McGraw-Hill Primis. 0390764876.
- [16] Singer, Ferdinand. 2008. Resistencia de Materiales. Madrid : Ediciones del Castillo S.A, 2008. 063169959
- [17] Sowell, Tomas. 2013. Economía Basica . España : Deusto SA, 2013. 9788423412648.