

Desain Prototype Gasifier Biomass Portable untuk Melistriki Daerah 3T (Terluar, Tertinggal dan Terpencil)

Eko Supriyanto¹⁾, Syahril Purba¹⁾, Ruly Sitanggang¹⁾, Fefria Tanbar¹⁾

¹⁾PT PLN (Persero) Puslitbang Ketenagalistrikan

* Corresponding author email : 4ecko@gmail.com

Abstrak

Portable biomass gasifier merupakan Pusat Listrik Tenaga (PLT) Biomassa yang didesain dengan tujuan mudah dipindahkan untuk menjangkau daerah 3T (terluar, tertinggal dan terpencil). Komponen utama dari PLT Biomassa ini antara lain: reaktor, siklon, gas cooler, filter dan genset, sedangkan komponen pendukung antara lain: trailer, blower, water pump, thermocouple dan flare. Berdasarkan perhitungan beban maksimum dari gasifier ini sebesar 16.88 kW. Dengan bahan baku biomassa tempurung kelapa, pada beban 5 kW gasifier ini membutuhkan biomassa dan udara sebesar 16 kg dan 8.44 m³ dan dapat beroperasi selama 11.12 jam. Konstruksi mobile biomass gasifier dipasang diatas trailer bertujuan untuk mempermudah pindah tempat sehingga mudah menjangkau daerah 3T. Penggunaan gas cooler tipe shell & tube counter flow mencegah terjadinya pencampuran kondensasi tar dengan media pendingin. Hal ini menjadikan gasifier ini mudah dalam penanganan tar sehingga aman terhadap lingkungan. Disamping itu pencampuran uap dari media pendingin dengan gas produk yang dapat dihindari sehingga kualitas gas produk dan efisiensi gasifier cenderung lebih baik. Berdasarkan perhitungan pada beban 5, 6 dan 7 kW, suhu gas produk setelah melewati gas cooler berkisar 54.88 sampai 55.10 °C. Pada suhu tersebut sangat mungkin terjadi kondensasi tar dan uap air hasil pembakaran yang menjadikan zat tersebut terpisah dari gas produk gasifikasi, seperti diketahui bahwa tar dan uap air merupakan zat pengotor dalam produk gasifikasi, sehingga dengan berkurangnya tar dan uap air dalam gas produk gasifikasi akan meningkatkan nilai kalor gas produk dan efisiensi gasifikasi.

Kata kunci: portable biomass gasifier, updraft, daerah 3T

Abstract

Portable biomass gasifier is a biomass power generation designed aim of being easy to move to reach remote areas. The main components of this biomass power generation include: reactor, cyclone, gas cooler, filter and generator, while the supporting components include: trailer, blower, water pump, thermocouple and flare. Based on calculation, the maximum load of this gasifier is 16.88 kW. Using coconut shell biomass as a fuel, at load of 5 kW this gasifier requires 16 kg and 8.44 m³ air supply and able to operate for 11.12 hours. The biomass gasifier installed above the trailer aims to make it easier to move, so that it is easy to reach the remote area. The use of a counter-flow type of shell & tube gas cooler prevents the mixing of tar condensation with the cooling medium. This makes this gasifier easy to handle tar so it is safe for the environment. Besides that, mixing steam from the cooling medium with gas product of gasification can be avoided, so that the product gas quality and gasifier efficiency tend to be better. Based on calculations at 5, 6 and 7 kW loads, the product gas temperature after passing through the gas cooler ranged from 54.88 to 55.10 °C. At this temperature, it is possible to condense tar and water vapor from combustion which makes these substances separate from gasification product gases, as it is known that tar and water vapor are impurities in gasification products, so that by reducing tar and water vapor in gasification product gases will increase calorific value of gas product and gasification efficiency.

Keywords: portable biomass gasifier, updraft, area 3T

I. Pendahuluan

Densitas energi yang rendah adalah salah satu hambatan utama untuk melakukan transisi penggunaan bahan bakar fosil ke bahan bakar biomassa. Tidak seperti bahan bakar gas atau cair, biomassa tidak dapat ditangani, disimpan, atau diangkut dengan mudah (Zhang et al., 2020). Hal ini memberikan motivasi utama untuk konversi biomassa menjadi bahan bakar cair dan gas yang lebih tinggi densitas energinya dan dapat ditangani dan disimpan dengan relatif mudah (Heidenreich et al., 2016). Gasifikasi merupakan salah satu cara

yang dapat dilakukan untuk konversi biomassa (Basu, 2018).

Negara Indonesia terdiri dari beribu pulau yang terbentang dari Sabang sampai Merauke, hal ini menjadi tantangan tersendiri dalam mengupayakan melistriki seluruh wilayah khususnya daerah 3T. Kendala akses untuk menjangkau menuju daerah pelosok merupakan salah satu tantangan yang perlu diselesaikan. Disisi lain daerah 3T secara umum memiliki ketersediaan biomassa yang melimpah terdiri dari tipe dan kualitas yang sangat beragam (Ding et al., 2017). Dengan pertimbangan kondisi demikian portable biomass gasifier diharapkan

Desain Prototype Gasifier Biomass Portable untuk Melistriki Daerah 3T (Terluar, Tertinggal dan Terpencil)

dapat menjadi alternatif solusi untuk melistriki daerah 3T dengan memanfaatkan potensi biomassa setempat (Ding et al., 2018).

II. Metodologi

Pada penelitian ini dilakukan kajian dasar pemilihan komponen, kemudian dilakukan desain dan pembuatan prototipe serta uji coba operasi mobile biomass gasifier.

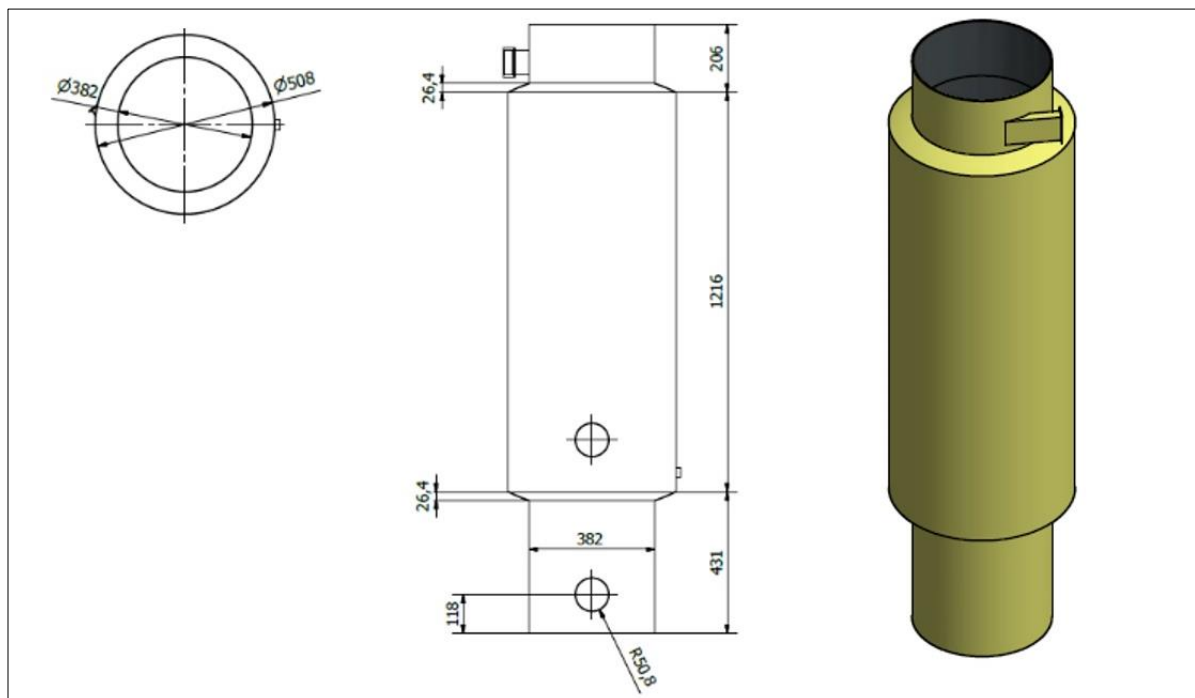
2.1. Tahap pertama dalam penelitian ini adalah kajian dasar menentukan tipe komponen yang akan diaplikasikan untuk sistem gasifier antara lain reaktor, siklon dan gas *cooler*.

Tipe reaktor yang diaplikasikan pada sistem gasifier ini adalah tipe reaktor *updraft*. Adapun Tipe reaktor *updraft* merupakan tipe reaktor yang paling sederhana dari semua desain reaktor gasifier (Cerinski et al., 2021). Dalam reaktor ini, media gasifikasi (udara, oksigen atau uap air) mengalir dari bawah ke atas sedangkan bahan bakar bergerak dari atas kebawah (Ayyadurai et al., 2017). Tipe *gasifier* ini cocok digunakan untuk biomassa dengan kandungan abu tinggi hingga 25 %, serta cocok juga untuk bahan bakar dengan tipe *low-volatile* seperti arang. Karena aliran media

gasifikasi berlawanan dengan aliran bahan bakar, tipe gasifier ini sangat efektif memanfaatkan energi thermal untuk pengeringan dan pirolisis, sehingga dengan *gasifier* ini masih mampu bekerja dengan baik meskipun menggunakan bahan bakar dengan kelembapan mencapai 60 % (Venkatesh et al., 2017).

Tipe siklon yang digunakan pada sistem gasifier ini adalah tipe *stairmand*. Secara umum siklon digunakan secara luas untuk memisahkan partikel padatan dalam gas (Akhbarifar & Shirvani, 2019). Beberapa keunggulan yang dimiliki siklon antara lain: mudah diproduksi, rendah biaya operasi dan mampu bekerja dengan baik pada kondisi suhu dan tekanan ekstrim. Dalam pembangkitan energi listrik gasifikasi biomassa, siklon berfungsi dengan baik untuk memisahkan *biochar* dan *particulate* dari gas produk gasifikasi. Namun demikian siklon kurang bekerja dengan baik untuk memisahkan partikel dengan ukuran kecil dari 1 μm ataupun tar.

Tipe gas *cooler* yang diaplikasikan pada sistem *gasifier* ini adalah tipe *non-contact heat exchanger* dengan tipe aliran *cross flow*. Tujuan pemilihan tipe gas *cooler* ini antara lain untuk menjaga kualitas gas produk, hal ini dimungkinkan karena tidak terjadi pencampuran antara gas produk gasifikasi dengan media pendingin, dimana apabila terjadi



Gambar 1. Desain dan Dimensi Reaktor

percampuran akan berpotensi menurunkan nilai kalor dari gas produk gasifikasi tersebut (Sansaniwal et al., 2017).

2.2. Tahap kedua pada penelitian ini adalah membuat desain untuk beberapa komponen utama gasifier antara lain, desain reaktor, desain siklon dan desain gas cooler.

Pada umumnya reaktor gasifikasi berbentuk silinder, sehingga secara geometri dimensi utamanya adalah diameter dan tinggi silinder.

Dari gambar 1. dapat diketahui diameter silinder (D) 0.508 m dan tinggi silinder (H) 1.098 m. Berdasarkan dimensi tersebut didapat luasan reaktor (A) 0.203 m² dan volume efektif silinder untuk memuat biomassa sebesar (V) 0.222 m³.

Dalam mendesain reaktor atau gasifier terlebih dahulu menentukan daya keluaran reaktor yang diharapkan. Jika telah diketahui SFC (specific fuel consumption) untuk biomassa secara umum adalah 1.2 kg/kWh (Indrawan et al., 2017). Berdasarkan nilai tersebut kita dapat menentukan berapa besarnya laju kebutuhan biomassa dan laju kebutuhan udara. Secara umum kemampuan reaktor menghasilkan daya sangat tergantung dari diameter reaktor, dimana setiap m² lausan reaktor mampu menghasilkan daya 2.8 kW (Prabir Basu, 2018). Laju konsumsi biomassa dalam reaktor tidak dapat diatur dan tergantung dari karakteristik biomassa tersebut. Laju maksimal konsumsi biomassa dalam reaktor $m_{bm\ max}$ dirumuskan sebagai berikut (R. Preetha Devi, 2017):

$$m_{bm\ max} = \frac{D^2 \times SGR \times \pi}{4} \dots\dots\dots(1)$$

Dimana:

$m_{bm\ max}$: Fuel consumption rate maximal (kg/h)

D : Diameter reaktor (m)
SGR : Specific gasification rate (100 kg/m²h)

Untuk menghitung laju konsumsi biomassa sesuai dengan daya keluaran yang diinginkan (m_{bm}) maka digunakan persamaan:

$$m_{bm} = SFC \times P_e \dots\dots\dots(2)$$

Dimana:

SFC : Specific fuel consumption (kg/kWh)
 P_e : Power (kW_e)

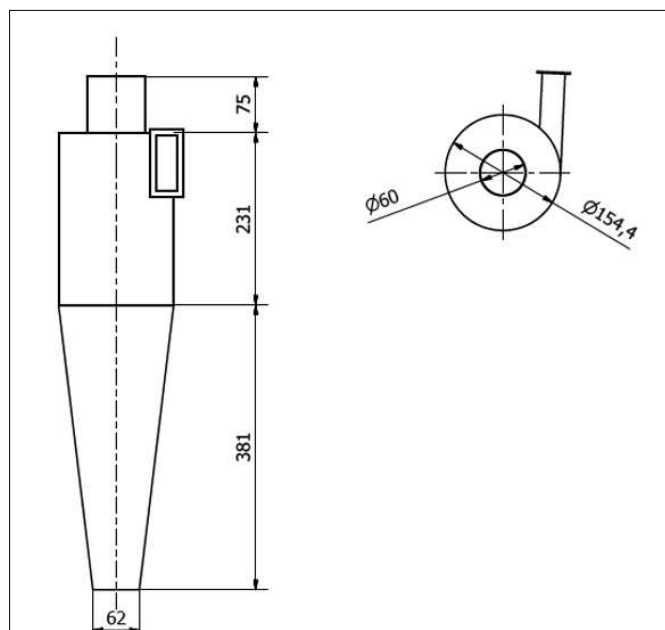
Karena m_{bm} tidak dapat dikontrol, maka untuk mengatur daya keluaran dilakukan dengan mengatur suplai udara untuk gasifikasi. Kebutuhan udara untuk gasifikasi dinyatakan dalam ER (equivalent Ratio) yang merupakan perbandingan antara udara untuk gasifikasi m_{ag} dengan udara stoikiometri m_{as} yang dirumuskan sebagai berikut:

$$ER = m_{ag} / m_{as} \dots\dots\dots(3)$$

$$m_{as} = \left[0.1153C + 0.3434 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 0.043S \right] \dots\dots(4)$$

C, H, O dan S merupakan fraksi berat dari karbon, hidrogen, oksigen dan sulfur hasil analisa ultimate biomassa.

Terdapat satu buah siklon dalam prototype mobile biomass gasifier ini. Siklon berfungsi sebagai separator antara gas produk gasifikasi dengan particulate dan char (Halil I. Erol, 2019). Desain geometri siklon dapat dilihat pada gambar 2.

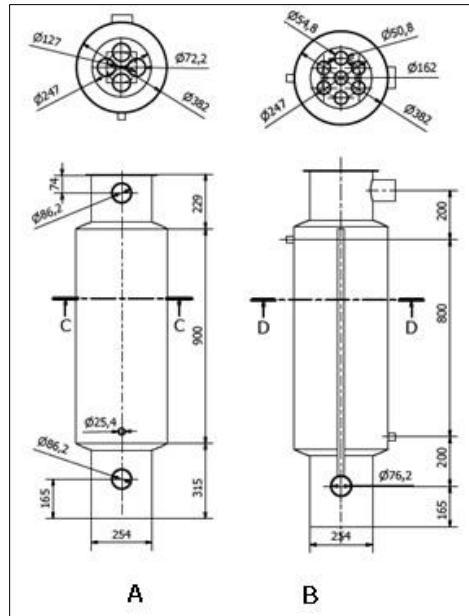


Gambar 2. Desain dan Dimensi Siklon

Desain Prototype Gasifier Biomass Portable untuk Melistriki Daerah 3T (Terluar, Tertinggal dan Terpencil)

Gas cooler berfungsi untuk mendinginkan gas produk gasifikasi. Terdapat empat buah gas cooler dalam sistem mobile biomass gasifier ini dengan dua varian gas cooler yaitu: model A dan B. Model A digunakan untuk gas cooler 1 dan 2, sedangkan

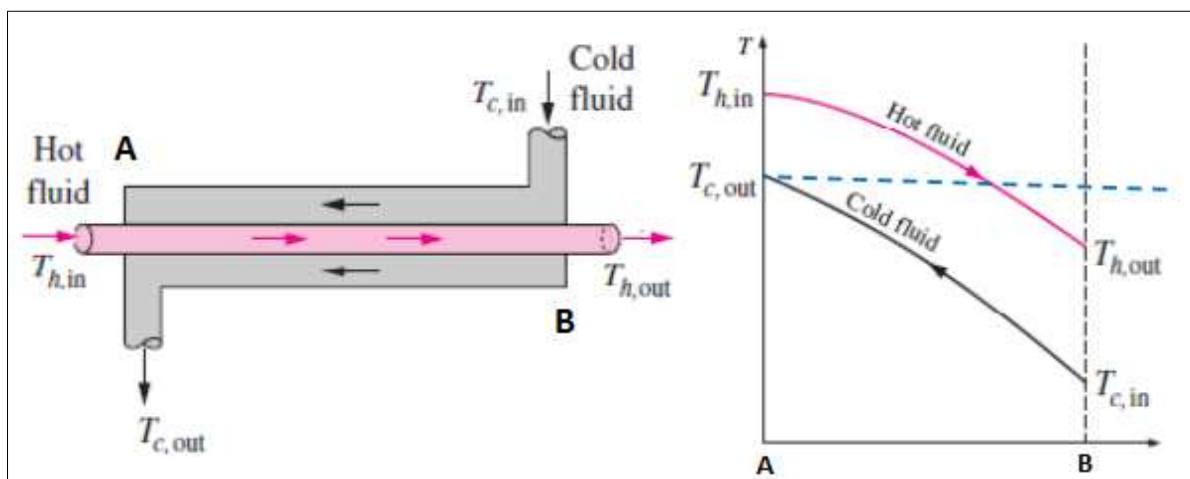
model B digunakan untuk gas cooler 3 dan 4. Perbandingan geometri desain gas cooler A dan B dapat dilihat pada gambar 3.



Gambar 1. Desain Geometri Gas Cooler Tipe A dan B

Perbedaan mendasar antara gas cooler A dan B adalah jumlah tube yang berada dalam silinder, dimana model A terdapat 4 buah tube dengan diameter 0.0722 m sedangkan pada model B terdapat 7 buah tube dengan diameter masing-

masing sebesar 0.0548 m. Perbedaan jumlah dan diameter tube tersebut memberikan perbedaan luasan perpindahan panas antara model A dan B dimana secara urut sebesar 0.8161 dan 1.0841 m².



Gambar 4. Performa Penukar Kalor Non-Kontak Aliran Berlawanan

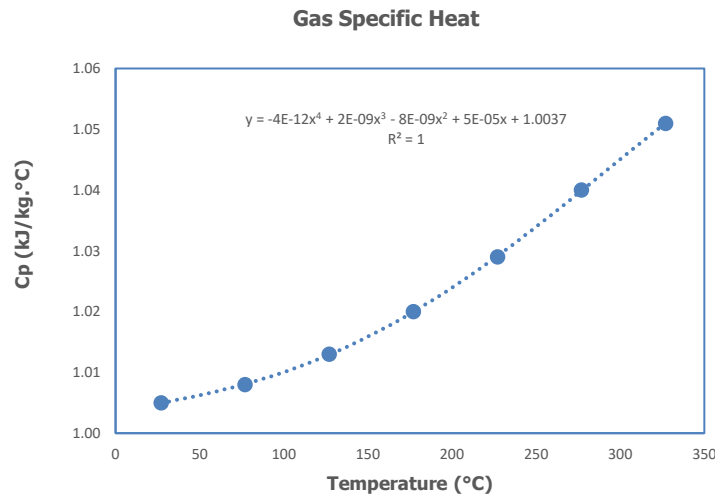
Prinsip dasar perhitungan penukar kalor adalah kalor yang dilepas sama dengan kalor yang diserap oleh media pendingin yang dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$Q = m_w \dot{\times} C_w \times \Delta t_w = m_g \dot{\times} C_g \times \Delta t_g \dots \dots (5)$$

Dimana:

Q : Kalor yang dilepas (kJ)
 $\dot{m}_w$: Laju aliran massa air pendingin (kg/h)
 C_w : Kalor spesifik air (4.2 kJ/kg.°C)
 Δt_w : Beda suhu air keluar dan masuk (°C)
 $\dot{m}_g$: Laju aliran massa gas produk gasifikasi (kg/h)
 C : Kalor spesifik gas produk gasifikasi (kJ/kg.°C)
 Δt_w : Beda suhu gas produk gasifikasi (°C)

Kalor spesifik air (C_w) dianggap konstan sebesar 4.2 kJ/kg.°C, sedangkan kalor spesifik gas berubah-ubah terhadap suhu. Besarnya kalor spesifik gas dihitung berdasarkan persamaan pendekatan pada grafik dibawah ini.



Gambar 5. Perubahan Kalor Spesifik Gas Terhadap Suhu

Besarnya kalor yang dipindahkan dalam sistem penukar kalor dihitung menggunakan persamaan:

$$Q = U \times A \times LMTD \dots \dots \dots (6)$$

LMTD adalah *log mean temperature different* dimana merupakan ukuran potensi kemampuan maksimum peralatan penukar kalor (Chen et al., 2017).

$$LMTD = \frac{(T_{hin} - T_{cout}) - (T_{hout} - T_{cin})}{\ln \left(\frac{T_{hin} - T_{cout}}{T_{hout} - T_{cin}} \right)} \dots \dots \dots (7)$$

Dimana:

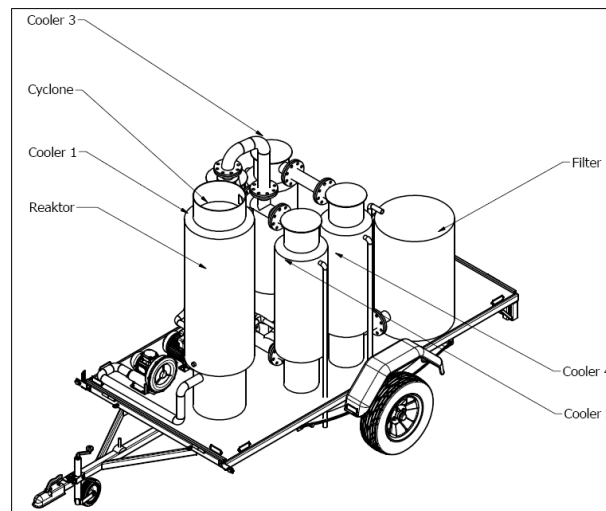
U : Koefisien perpindahan kalor (kJ/kg.m².h.°C)
 A : Luasan bidang perpindahan kalor (m²)
 T_{hin} : Suhu gas masuk (°C)
 T_{hout} : Suhu gas keluar (°C)
 T_{cin} : Suhu fluida pendingin masuk (°C)
 T_{cout} : Suhu fluida pendingin keluar (°C)

2.3. Tahap ketiga dari penelitian ini adalah pembuatan prototipe mobile biomass gasifier, dari beberapa komponen yang telah desain sebelumnya kemudian dilakukan fabrikasi untuk pembuatan

prototipe. Seluruh komponen utama gasifier diletakkan diatas sebuah trailer yang bertujuan untuk memudahkan mobilisasi alat untuk menjangkau daerah 3T.

Pengujian operasi untuk pembangkitan energi listrik digunakan 1 buah genset Matari dengan tipe MGX-480 24 single silinder berbahan bakar bensin dengan rated power output 24 Hp atau setara 17 kW. Sebagai beban untuk penyaluran energi listrik keluaran genset digunakan rangkaian lampu pijar dengan total daya 5 kW. Modifikasi minor dilakukan pada saluran udara masuk mesin untuk menggantikan udara pembakaran dengan gas produk gasifikasi. Permulaan operasi genset menggunakan bahan bakar bensin kemudian secara bertahap digantikan dengan gas produk gasifikasi dengan cara menutup saluran bahan bakar dan membuka saluran gas produk gasifikasi. Pemanfaatan gas produksi gasifikasi untuk bahan bakar genset dilakukan setelah uji penyalaan gas pada flare mampu menyala yang mengindikasikan bahwa sudah terbentuk combustible gas hasil gasifikasi.

Desain Prototype Gasifier Biomass Portable untuk Melistriki Daerah 3T (Terluar, Tertinggal dan Terpencil)



Gambar 6. Sistem Portable Gasifier

III. Hasil dan Pembahasan

Berdasarkan luasan reaktor (A) 0.203 m^2 dengan SGR $100 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$ dapat diprediksi laju alir biomassa maksimum yang dapat dicapai adalah:

$$m_{bm \text{ max}} = \frac{D^2 \times SGR \times \pi}{4} \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$$

$$= \frac{0.203^2 \times 100 \times 3.14}{4} = 20.26 \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$$

Jika SFC gasifikasi biomassa 1.2 kg/kWh dengan $m_{bm \text{ max}}$ 20.26 kg/h , maka daya maksimum yang dapat dicapai *prototype gasifier* ini sebesar:

$$P_{\text{max}} = \frac{m_{bm \text{ max}}}{SFC} (\text{kW}_e)$$

$$= \frac{20.26}{1.2} = 16.88 (\text{kW}_e)$$

Daya maksimum (P_{max}) yang mampu dibangkitkan dari *prototype gasifier* sebesar 16.88 kW_e dengan laju alir biomassa 20.26 kg/h . Untuk membangkitkan daya 5 kW_e , maka diperlukan laju alir biomassa sebesar 6 kg/h . Jenis biomassa yang digunakan sebagai dasar desain *prototype* ini adalah tempurung kelapa dimana dengan densitas (ρ_{bm}) sebesar 300 kg/m^3 .

Berdasarkan karakteristik biomassa tempurung kelapa dan dimensi reaktor tersebut, dimana densitas (ρ_{bm}) sebesar 300 kg/m^3 dengan volume efektif reaktor sebesar 0.222 m^3 , maka daya tampung reaktor sebesar 66.73 kg . Apabila *gasifier* dioperasikan pada beban 5 kW_e diperlukan laju alir biomassa 6 kg/h , maka durasi operasi (T) yang dapat dicapai dihitung dengan:

$$T = \frac{V \times \rho_{bm}}{SFC \times P} (h)$$

$$= \frac{0.222 \times 300}{1.2 \times 5} = 11.12 (h)$$

Setiap kg biomassa tempurung kelapa memerlukan 1.695 kg udara untuk proses gasifikasi sehingga menghasilkan gas produk gasifikasi sebesar 2.6 m^3 . Apabila diketahui densitas udara (ρ_a) 1.205 kg/m^3 , maka besarnya udara yang diperlukan untuk membangkitkan daya 5 kW_e dihitung dengan:

$$m_a = \frac{P_e \times SFC \times 1.695}{\rho_a} \left(\frac{\text{m}^3}{h} \right)$$

$$= \frac{5 \times 1.2 \times 1.695}{1.205} = 8.44 \left(\frac{\text{m}^3}{h} \right)$$

Densitas gas produk gasifikasi ρ_g sebesar 0.9708 kg/m^3 , maka laju produksi gas produk gasifikasi untuk daya keluaran 5 kW_e dihitung dengan persamaan:

$$m_g = P_e \times SFC \times 2.6 = 5 \times 1.2 \times 2.6 = 15.6 \frac{\text{m}^3}{h}$$

$$= 15.6 \times 0.9708 = 15.14 \frac{\text{kg}}{h}$$

Prediksi kinerja pengoperasian gasifikasi untuk membangkitkan daya $5, 6, 7, 8, 10, 15 \text{ kW}_e$ sampai daya maksimum 16.88 kW_e dengan media gasifikasi udara ditunjukkan pada table 1. Berdasarkan dimensi desain, perbandingan gas cooler A dan B dapat dilihat pada tabel 2:

Tabel 1. Prediksi Kinerja Prototype Portable Biomass Gasifier

Daya Keluaran	Biomassa	Udara		Gas Produk Gasifikasi		Durasi Operasi
		(kg/h)	(m ³ /h)	(kg/h)	(m ³ /h)	
5.00	6.00	10.17	8.44	15.14	15.60	11.12
6.00	7.20	12.20	10.13	18.17	18.72	9.27
7.00	8.40	14.24	11.82	21.20	21.84	7.94
8.00	9.60	16.27	13.50	24.23	24.96	6.95
10.00	12.00	20.34	16.88	30.29	31.20	5.56
15.00	18.00	30.51	25.32	45.43	46.80	3.71
16.88	20.26	34.34	28.50	51.13	52.67	3.29

Tabel 2. Perbandingan Dimensi Gas Cooler A dan B

Parameter	Unit	Gas Cooler A	Gas Cooler B
Cylinder effective height	m	0.9000	0.9000
Cylinder diameter	m	0.3820	0.3820
Cylinder volume	m ³	0.1031	0.1031
Tube height	m	0.9000	0.9000
Tube diameter	m	0.0722	0.0548
Number of tubes	-	4	7
Area heat transfer	m ²	0.8161	1.0841
Total tube volume	m ³	0.0147	0.0149
Coolant capacity	m ³	0.0884	0.0882

Gas cooler model A diperuntukkan sebagai gas cooler 1 dan 2, dimana gas keluar siklon terbagi dua separuh masuk gas cooler 1 dan separuh yang lain masuk gas cooler 2 dengan suhu 300 °C (Cerone et al., 2020). Setelah proses pendinginan dari gas cooler 1 dan 2, gas bergabung kembali kemudian masuk ke gas cooler 3 dilanjutkan ke gas cooler 4 secara serial.

Perhitungan pada gas cooler 1 dan 2 pada beban operasi 5 kWe, laju alir air pendingin mw, suhu air pendingin tw1 secara urut 150 kg/h dan 30

°C. Asumsi bahwa suhu gas masuk dan keluar 300 °C dan keluar 150 °C, dihitung dengan persamaan dibawah ini:

Beban Operasi 5 kWe, Parameter yang diketahui:

Laju alir coolant mw : 150 kg/h
 Kalor spesifik coolant Cpw : 4.2 kJ/kg. °C
 Suhu masuk coolant tw1 : 30 °C
 Laju alir gas mg : $\frac{15.14}{2}$ kg/h
 Kalor spesifik gas (225 °C)Cpg : 1.03 kJ/kg. °C
 Suhu gas masuk gas cooler tg1 : 300 °C
 Suhu gas keluar gas cooler tg2 : 150 °C

Desain Prototype Gasifier Biomass Portable untuk Melistriki Daerah 3T (Terluar, Tertinggal dan Terpencil)

$$Q = m_w \times C_{p_w} \times \Delta t_w = m_g \times C_{p_g} \times \Delta t_g$$

$$150 \times 4.2 \times \Delta t_w = \frac{15.14}{2} \times 1.03 \times (300 - 150)$$

$$\Delta t_w = 1.85^\circ C$$

$$\Delta t_g = 150^\circ C$$

Dari perhitungan diketahui suhu *coolant* masuk $t_{w1} = 30^\circ C$ dan $\Delta t_w = 1.85^\circ C$ maka suhu *coolant* keluar t_{w2} adalah $31.85^\circ C$. Setelah t_{w2} diketahui maka LMTD dapat dihitung dengan persamaan:

$$\Delta t_1 = t_{g1} - t_{w2} = 300 - 31.85 = 368.15^\circ C$$

$$\Delta t_2 = t_{g2} - t_{w1} = 150 - 30 = 120^\circ C$$

$$LMTD = \frac{(\Delta t_1 - \Delta t_2)}{\ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)} = \frac{(368.15 - 120)}{\ln(368.15 / 120)} = 184.25$$

Dari perhitungan didapat nilai LMTD 184.25 masih lebih tinggi dari Δt_g $150^\circ C$. Perbandingan LMTD dan Δt_g sebesar 1.22. Sebagai faktor keamanan dalam operasi perbandingan LMTD dan Δt_g dikondisikan pada 1.25, sehingga nilai t_{g2} dan t_{w2} secara urut menjadi 151.69 dan $31.83^\circ C$. Hal ini diberlakukan juga untuk gas cooler 3 dan 4.

Perhitungan pada gas cooler 3, dengan asumsi awal suhu gas keluar gas cooler $90^\circ C$ dihitung dengan persamaan dibawah ini:

Parameter yang diketahui:

Laju alir coolant	m_w : 150 kg/h
Kalor spesifik coolant	C_{pw} : 4.2 kJ/kg. $^\circ C$
Suhu masuk coolant	t_{w1} : $30^\circ C$
Laju alir gas	m_g : 15.14 kg/h
Kalor spesifik gas ($120^\circ C$)	C_{pg} : 1.01 kJ/kg. $^\circ C$
Suhu gas masuk gas cooler	t_{g1} : $151.69^\circ C$
Suhu gas keluar gas cooler	t_{g2} : $90^\circ C$

$$Q = m_w \times C_{p_w} \times \Delta t_w = m_g \times C_{p_g} \times \Delta t_g$$

$$150 \times 4.2 \times \Delta t_w = 15.14 \times 1.01 \times (151.69 - 90)$$

$$\Delta t_w = 1.5^\circ C$$

$$\Delta t_g = 61.69^\circ C$$

Perhitungan pada gas cooler 4, dengan asumsi awal suhu gas keluar gas cooler $60^\circ C$ dihitung dengan persamaan dibawah ini:

Parameter yang diketahui:

Laju alir coolant	m_w : 150 kg/h
Kalor spesifik coolant	C_{pw} : 4.2 kJ/kg. $^\circ C$
Suhu masuk coolant	t_{w1} : $30^\circ C$
Laju alir gas	m_g : 15.14 kg/h
Kalor spesifik gas ($70^\circ C$)	C_{pg} : 1.01 kJ/kg. $^\circ C$
Suhu gas masuk gas cooler	t_{g1} : $85.03^\circ C$
Suhu gas keluar gas cooler	t_{g2} : $60^\circ C$

$$Q = m_w \times C_{p_w} \times \Delta t_w = m_g \times C_{p_g} \times \Delta t_g$$

$$150 \times 4.2 \times \Delta t_w = 15.14 \times 1.01 \times (85.03 - 60)$$

$$\Delta t_w = 0.61^\circ C$$

$$\Delta t_g = 25.03^\circ C$$

Tabel 3. Estimasi Suhu Gas Produksi Gasifikasi pada beban 5,6 dan 7 kW

Power Output (kWe)	Gas Cooler No	GAS				LMTD
		Mass Flow	Temp In	Temp Out	Specific Heat	
		(kg/h)	($^\circ C$)	($^\circ C$)	(kJ/kg $^\circ C$)	
5	1	7.57	300.00	151.69	1.03	185.39
	2	7.57	300.00	151.69	1.03	185.38
	3	15.14	151.69	85.03	1.01	83.36
	4	15.14	85.03	54.88	1.01	37.69
6	1	10.27	300.00	151.83	1.03	185.22
	2	10.27	300.00	151.83	1.03	185.22
	3	18.17	151.83	85.21	1.01	83.41
	4	18.17	85.21	55.01	1.01	37.79
7	1	10.60	300.00	151.92	1.03	185.25
	2	10.60	300.00	151.92	1.03	185.25
	3	21.20	151.92	85.32	1.01	83.39

Hasil pengujian operasi sistem gasifier ini mampu menghasilkan daya maksimal 5 kWe pada kondisi stabil, hal ini terjadi penurunan daya mampu genset tersebut jika dibandingkan dengan daya mampu apabila menggunakan bahan bakar bensin yaitu sebesar 17 kW. Daya mampu genset menggunakan gasifikasi biomassa sebesar 29 % dari kapasitasnya atau terjadi penurunan daya mampu sebesar 71%.

Penurunan daya mampu genset menggunakan gas produk gasifikasi dilaporkan pada rentang antara 28-55% (Natario Indrawan, 2017). Penurunan daya mampu yang terlalu tinggi dimungkinkan karena komposisi uap air yang terlalu banyak pada gas produk gasifikasi, hal ini menyebabkan penurunan kandungan energi gas produk gasifikasi sehingga menyebabkan penurunan daya mampu genset. Berdasarkan observasi lapangan, pengamatan pada filter terakhir sebelum gas masuk genset terdapat banyak kondensasi uap air. Keberadaan kondensasi tersebut dapat disebabkan antara lain: proses pembakaran berlebih sehingga menyebabkan terbentuk uap air hasil pembakaran sempurna dan bahan baku biomassa yang terlalu banyak mengandung moisture.

Berdasarkan perhitungan pada gas cooler, untuk pengoperasian sistem gasifier pada beban operasi 5 kWe, suhu gas produk gasifikasi keluar cooler terakhir atau cooler 4 yaitu sebesar 54,88 °C. Pada suhu tersebut diharapkan tar dan uap air hasil pembakaran sudah terkondensasi sehingga tidak bercampur dengan gas produk gasifikasi.

IV. Kesimpulan

Berdasarkan perhitungan dan observasi lapangan saat ujicoba pengoperasian biomassa gasifier portable dapat disimpulkan beberapa hal antara lain:

Hasil perhitungan menggunakan biomassa tempurung kelapa, daya maksimum yang dapat dibangkitkan oleh *prototype biomass gasifier* sebesar 16.88 kWe dengan laju alir biomassa 20.26 kg/h dan kebutuhan udara gasifikasi 28 m³/h beroperasi selama 3.29 jam. Sedangkan pada beban 5 kWe *prototype* mampu beroperasi selama 11.12 jam dengan kebutuhan biomassa dan udara sebesar 6 kg/h dan 8.44 m³/h.

Daya mampu operasi genset saat ujicoba operasi sebesar 5 kWe, sedangkan kapasitas terpasang menggunakan bahan bakar bensin sebesar 17 kW. Pengoperasian menggunakan gas produk

gasifikasi memberikan daya mampu sebesar 29 % dari kapasitas genset, atau terjadi penurunan daya mampu sebesar 71%.

Pemakaian air sebagai coolant dengan suhu awal 30 °C dan laju alir 150 kg/h pada setiap gas cooler, suhu gas produk keluar dari sistem gas cooler pada kisaran 54.88 sampai 55.1 °C. Pada suhu ini sebagian besar tar dan uap air dari proses gasifikasi terkondensasi kemudian terpisah dengan gas produk. Berkurangnya tar menjadikan gas produk lebih aman digunakan sebagai bahan bakar mesin. Sedangkan berkurangnya kandungan uap air dalam gas produk meningkatkan nilai kalor gas produk sehingga menjadikan efisiensi gasifikasi meningkat.

V. Daftar Pustaka

- Akhbarifar, S., & Shirvani, M. (2019). Improving cyclone efficiency for small particles. *Chemical Engineering Research and Design*, 147, 483–492.
<https://doi.org/10.1016/j.cherd.2019.05.026>
- Ayyadurai, S., Schoenmakers, L., & Hernández, J. J. (2017). Mass and energy analysis of a 60kWth updraft gasifier using large size biomass. *Fuel*, 187, 356–366.
<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.09.080>
- Basu, P. (2018). *Biomass Gasification, Pyrolysis and Torrefaction: Practical Design and Theory*. Academic Press.
- Cerinski, D., Ferreira, A. I., Baleta, J., Costa, M., Zimbardi, F., Cerone, N., & Wang, J. (2021). Modelling the biomass updraft gasification process using the combination of a pyrolysis kinetic model and a thermodynamic equilibrium model. *Energy Reports*.
<https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.05.079>
- Cerone, N., Zimbardi, F., Contuzzi, L., Baleta, J., Cerinski, D., & Skvorčinskienė, R. (2020). Experimental investigation of syngas composition variation along updraft fixed bed gasifier. *Energy Conversion and Management*, 221, 113116.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113116>
- Chen, Q., Hao, J.-H., & Zhao, T. (2017). An alternative energy flow model for analysis and optimization of heat transfer systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108, 712–720.

Desain Prototype Gasifier Biomass Portable untuk Melistriki Daerah 3T (Terluar, Tertinggal dan Terpencil)

- <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.12.080>
- Ding, L., Yoshikawa, K., Fukuhara, M., Kowata, Y., Nakamura, S., Xin, D., & Muhan, L. (2018). Development of an ultra-small biomass gasification and power generation system: Part 2. Gasification characteristics of carbonized pellets/briquettes in a pilot-scale updraft fixed bed gasifier. *Fuel*, 220, 210–219. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.01.080>
- Ding, L., Yoshikawa, K., Fukuhara, M., Xin, D., & Muhan, L. (2017). Development of an ultra-small biomass gasification and power generation system: Part 1. A novel carbonization process and optimization of pelletization of carbonized wood char. *Fuel*, 210, 674–683. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.09.033>
- Halil I. Erol. (2019). Experimental and numerical study of Stairmand cyclone separators: A comparison of the results of small-scale and large-scale cyclones. *Heat and Mass Transfer of Springer Link*. <https://doi.org/10.1007/s00231-019-02589-y>
- Heidenreich, S., Müller, M., & Foscolo, P. U. (2016). *Advanced Biomass Gasification: New Concepts for Efficiency Increase and Product Flexibility*. Academic Press.
- Indrawan, N., Thapa, S., Bhoi, P. R., Huhnke, R. L., & Kumar, A. (2017). Engine power generation and emission performance of syngas generated from low-density biomass. *Energy Conversion and Management*, 148, 593–603. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.05.066>
- R. Preetha Devi. (2017). Design and Development of Updraft Gasifier Using Solid Biomass. *International Journal of Current Microbiology and Applied Sciences*. <https://doi.org/10.20546/ijcmas.2017.604.021>
- Sansaniwal, S. K., Rosen, M. A., & Tyagi, S. K. (2017). Global challenges in the sustainable development of biomass gasification: An overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 80, 23–43. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.215>
- Venkatesh, G., Ramakrishna Reddy, P., & Kotari, S. (2017). Generation of producer gas using coconut shells and sugar cane bagasse in updraft gasifier. *Materials Today: Proceedings*, 4(8), 9203–9209. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.07.278>
- Zhang, Y., Wan, L., Guan, J., Xiong, Q., Zhang, S., & Jin, X. (2020). A Review on Biomass Gasification: Effect of Main Parameters on Char Generation and Reaction. *Energy & Fuels*, 34(11), 13438–13455. <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.0c02900>