

## Perancangan Boiler *Circulating Fluidized Bed* Berkapasitas 400 MWth Berbahan Bakar Biomassa

M.F. Fadhlurrohman<sup>1</sup>, M. Mahardhika<sup>1</sup>, U.A. Salim<sup>1</sup>, B. Arivfianto<sup>1</sup>, H.A. Yazid<sup>1</sup>, H.T. Tua<sup>2</sup>, M.Z. Rizal<sup>2</sup>, D.G. Laksana<sup>2</sup>, T.Widjajanto<sup>2</sup>, E. Wijanarto<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Departemen Teknik Mesin dan Industri, Fakultas Teknik, Universitas Gadjah Mada

<sup>2</sup>PT.PLN Nusantara Power UP Paiton Power Plant, Probolinggo, Jawa Timur

\*E-mail: m.fauzaan@mail.ugm.ac.id

### Abstrak

Penelitian ini bertujuan untuk merancang *boiler Circulating Fluidized Bed* (CFB) dengan biomassa sebagai bahan bakar utama. Biomassa adalah sumber energi yang ramah lingkungan, sehingga dapat mendukung upaya mengurangi pencemaran lingkungan. Perancangan melibatkan perhitungan dimensi *boiler* dan simulasi Computational Fluid Dynamics (CFD). Perhitungan didasari oleh target kapasitas termal dan properti bahan bakar biomassa. Simulasi dilakukan untuk mengetahui distribusi suhu serta aliran partikel fluida di seluruh *boiler* selama proses pembakaran. Hasil penelitian menunjukkan bahwa *boiler* yang dirancang memiliki tinggi dimensi *furnace* sebesar 29,38 m dengan 2 *cyclone* berdiameter 6,55 m. Hasil simulasi numerik ditampilkan dalam bentuk visualisasi aliran dan distribusi suhu di dalam *boiler*. Simulasi tersebut menunjukkan suhu di daerah *boiler* sebesar 600 – 930 K dan kecepatan 0 – 28 m/s.

**Kata kunci:** Kecepatan, suhu, *furnace*, *cyclone*, visualisasi.

### Abstract

This study aims to design a Circulating Fluidized Bed (CFB) boiler with biomass as the main fuel. Biomass is an environmentally friendly energy source, so it can support efforts to reduce environmental pollution. The design involves calculating boiler dimensions and Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations. The calculations are based on the target thermal capacity and properties of biomass fuel. Simulations are carried out to determine the temperature distribution and fluid particle flow throughout the boiler during the combustion process. The results show that the designed boiler has a furnace dimension height of 29.38 m with 2 cyclones with a diameter of 6.55 m. The results of the numerical simulation are displayed in the form of flow visualization and temperature distribution inside the boiler. The simulation shows a temperature of 600 - 930 K in the furnace area and a speed of 0 – 28 m/s.

**Keywords:** velocity, temperature, *furnace*, *cyclone*, visualisation.

## 1. PENDAHULUAN

Program *Net Zero Emission* (NZE) yang dicanangkan oleh Pemerintah Indonesia membuat pemanfaatan biomassa sebagai energi terbarukan semakin diminati (Zahira & Fadillah, 2022). Penggunaan biomassa sebagai energi alternatif tidak hanya mengurangi ketergantungan pada bahan bakar fosil, tetapi juga berkontribusi dalam menurunkan emisi karbon (Liu et al., 2024). Pemerintah Indonesia telah menetapkan Peraturan Presiden Nomor 112 Tahun 2022 tentang percepatan pengembangan energi terbarukan untuk penyediaan tenaga listrik. Dalam peraturan tersebut, khususnya pada Pasal 3 ayat (6), disebutkan bahwa percepatan pengakhiran waktu operasi Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) yang memerlukan penggantian energi listrik dapat dilakukan melalui pembangkit energi terbarukan dengan mempertimbangkan keseimbangan *supply* dan *demand* listrik (Peraturan Presiden Republik Indonesia, 2022).

Salah satu upaya yang dapat dilakukan untuk mencapai tujuan tersebut adalah penggunaan boiler berjenis *Circulating Fluidized Bed* (CFB) pada PLTU. Boiler CFB merupakan sistem pembakaran di mana partikel padat tersuspensi dan berperilaku menyerupai fluida akibat aliran gas dengan kecepatan tertentu (Jena et al., 2025). Kemampuan boiler CFB dalam membakar berbagai jenis bahan bakar memungkinkan pemanfaatannya untuk menggantikan batu bara, sebagai sumber energi tidak terbarukan, dengan biomassa sebagai bahan bakar utama. Dengan demikian, PLTU dapat beroperasi sepenuhnya menggunakan biomassa yang bersifat terbarukan dan ramah lingkungan. Selain itu, boiler CFB memiliki efisiensi pembakaran yang tinggi serta emisi polutan yang relatif rendah, sehingga berpotensi mengurangi emisi gas rumah kaca (Basu, 2006). Karakteristik tersebut menjadikan boiler CFB sebagai alternatif yang layak untuk menggantikan boiler *Pulverized Coal* (PC) yang memiliki keterbatasan jenis bahan bakar dan tingkat emisi yang lebih tinggi.

Perancangan boiler CFB sangat dipengaruhi oleh karakteristik bahan bakar utama yang digunakan. Biomassa umumnya memiliki reaktivitas pembakaran yang lebih tinggi dibandingkan batu bara akibat kandungan *volatile matter* dan arang reaktif yang lebih besar. Namun, biomassa juga memiliki nilai *heating value* yang lebih rendah karena kandungan karbonnya yang relatif kecil (Shiyuan et al., 2013). Perbedaan karakteristik tersebut menyebabkan desain dan dimensi boiler CFB dapat berbeda tergantung jenis bahan bakar utama yang digunakan.

Kondisi pembakaran di dalam boiler hasil perancangan diprediksi menggunakan metode *Computational Fluid Dynamics* (CFD). Metode CFD telah banyak diterapkan dalam pemodelan pembakaran pada boiler CFB (Xu et al., 2019) dan mampu memberikan gambaran karakteristik hidrodinamika sistem secara rinci (Zhang et al., 2010). Hasil simulasi CFD kemudian disajikan dalam bentuk visualisasi data untuk mempermudah analisis dan pemahaman terhadap fenomena pembakaran yang terjadi.

Penelitian ini bertujuan untuk menentukan dimensi boiler *Circulating Fluidized Bed* (CFB) berbahan bakar biomassa sesuai dengan target kapasitas yang direncanakan. Selain itu, penelitian ini juga bertujuan untuk menganalisis kondisi pembakaran yang terjadi pada parameter operasional tertentu, seperti laju aliran udara dan bahan bakar, melalui simulasi numerik menggunakan *ANSYS Fluent*.

## 2. METODE PENELITIAN

Langkah pertama dalam perancangan boiler CFB ialah menentukan dimensi ruang bakar berdasarkan target kapasitas keluaran boiler dan properti bahan bakar. Properti bahan bakar digunakan untuk menghitung pembakaran, yang kelak dilanjutkan dengan perhitungan rugi rugi boiler. Dengan mengetahui target kapasitas keluaran boiler dan hasil perhitungan kesetimbangan kalor (yang berupa persentase rugi rugi pembakaran), total kapasitas input daya boiler dapat ditentukan. Perhitungan dilanjutkan ke perhitungan kesetimbangan massa yang akan dijadikan dasar penentuan dimensi lebar dan panjang melintang dari ruang bakar, dan dilanjutkan dengan penentuan tinggi ruang bakar (Basu, 2006).

Proses perancangan dilanjutkan dengan desain *cyclone*. Sebagai *separator*, *cyclone* memiliki keunggulan yang membuat alat ini banyak dipakai yaitu murah, tidak memiliki bagian yang bergerak dan mampu beroperasi pada kondisi yang parah (Dewil et al., 2008). Perancangan *cyclone* diawali dengan menentukan *inlet* yang diprediksi akan memasuki *cyclone*. Hasil dari perancangan *cyclone* akan digunakan

untuk menentukan diameter *standpipe* yang akan mempengaruhi dimensi *loop seal*. *Cyclone* sebagai *separator*.

Dimensi dari ruang bakar, *cyclone* dan *loop seal* yang sudah ditentukan diaplikasikan dalam model 3D yang dibuat menggunakan program *CAD*. Model 3D ini akan dijadikan model simulasi. Simulasi numerik menggunakan program *CFD* dilakukan untuk mengetahui perilaku fluida yang mungkin terjadi di dalam boiler selama beroperasi.

### A. Penentuan Bahan Bakar

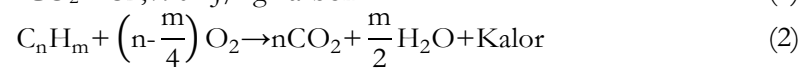
Bahan bakar yang digunakan merupakan biomassa dengan nilai HHV sebesar 14543,58 kJ/kg serta nilai *ultimate analysis* & *proximate analysis* yang ditunjukkan pada Tabel 1.

Tabel 1. Data properti bahan bakar (Zhang *et al.*, 2010).

Ultimate (wt. %)	Nilai	Proximate (wt. %)	Nilai
Carbon	43,14	Moisture	22,96
Hydrogen	7,2	Ash Content	1,18
Nitrogen	0,41	Volatile matter	62,68
Sulphur	1,29	Fixed Carbon	13,19
Oxygen	47,96		

### B. Landasan Teori

Reaksi oksidasi yang dapat terjadi di dalam *furnace* berupa:



dimana  $n$  dan  $m$  adalah koefisien stokiometri (Basu, 2006). Dengan perkiraan oksigen dan nitrogen yang menempati volume udara sebesar 21% dan 79% secara berurutan sehingga memiliki masa molekul sebesar 28,84 kg/kmol udara, maka besarnya kebutuhan udara kering teoritis (*theoretical dry air*)  $M_{da}$  dengan persamaan :

$$M_{da} = \left[ \left( \frac{C_C}{M_C} - \frac{C_H}{2M_{H_2}} - \frac{C_O}{M_{O_2}} \right) \left( 1 + \frac{79}{21} \right) \right] \times (1 - M_f - \text{ASH}) \frac{28,84}{100} \quad (4)$$

kg/kg bahan bakar

dimana  $C_C$ ,  $C_H$ , dan  $C_O$  adalah nilai kandungan karbon, hidrogen dan oksigen bahan bakar.  $M_f$  dan ASH adalah persentase kelembaban (*moisture content*) dan kandungan abu (*ash content*) bahan bakar.  $M_C$ ,  $M_{H_2}$ ,  $M_{O_2}$  adalah massa molar karbon, 2 hidrogen dan 2 oksigen yang bernilai 12, 4 dan 32 (Tariq *et al.*, 1994). Penentuan udara primer/*primary* air sebesar 78% dari udara kering teoritis. Total udara kering untuk memulai pembakaran  $T_{da}$ , yakni jumlah kebutuhan udara teoritis dan udara berlebih (*excess air*) yang diasumsikan sebanyak 16%, dapat ditentukan dengan persamaan:

$$T_{da} = EAC \times M_{da} \text{ kg/kg bahan bakar terbakar} \quad (5)$$

dimana EAC adalah koefisien *excess air* bernilai 1,16 untuk udara berlebih 16%. Dengan standar fraksi massa kelembaban  $X_m$  sebesar 0,013 kg/kg udara, total udara basah  $M_{wa}$  dapat ditentukan dengan persamaan:

$$M_{wa} = T_{da} (1 - X_m) \quad (6)$$

Jumlah *sorbent*  $L_q$  yang diperlukan dengan  $S$  sebagai fraksi massa sulfur dan  $X_{CaCO_3}$  sebagai fraksi massa dari  $CaCO_3$  pada *sorbent* ditentukan dengan persamaan:

$$L_q = \frac{100S}{32X_{CaCO_3}} \times R \quad (7)$$

dimana R adalah rasio molar kalsium terhadap sulfur pada *sorbent* dan bahan bakar. Terkadang abu bahan bakar mengandung cukup kalsium yang dapat mencegah pelepasan sulfur dari bahan bakar. Jika  $X_{CaO}$  adalah berat dari kalsium oksida per berat satuan bahan bakar, maka rasio dari Ca/S akan selalu  $32X_{CaO}/56S$ , sehingga jumlah *limestone* yang dibutuhkan untuk menghilangkan jumlah sulfur dikurangi dengan rasio tersebut & nilai R berubah menjadi R' seperti persamaan berikut:

$$R' = R - \frac{32X_{CaO}}{56S} \quad (8)$$

*Sorbent* yang terpakai mengandung  $CaSO_4$ ,  $CaO$ ,  $MgO$  dan komponen inert, sehingga berat *sorbent* per unit massa bahan bakar yang digunakan  $L_w$  adalah jumlah dari kandungan tersebut seperti dituliskan pada persamaan berikut:

$$L_w = 136 \frac{S}{32} E_{sor} + 56 \left( \frac{L_q X_{CaCO_3}}{100} - \frac{SE_{sor}}{32} \right) + \frac{40L_q X_{MgCO_3}}{32} + L_q X_{inert} \quad (9)$$

Sementara total berat *flue gas* terhitung dari jumlah karbon dioksida ( $CO_2$ ), uap air, nitrogen, oksigen, sulfur dioksida ( $SO_2$ ) dan *fly ash*. Jumlah karbon dioksida dalam kmol per kg bahan bakar yang terbakar dapat diketahui dengan persamaan:

$$n_{CO_2} = \frac{C_C}{12 \times 100} (1 - M_f - ASH) \text{ kmol/kg bahan bakar} \quad (10)$$

Jumlah kandungan air dalam kmol yang terbentuk dari pembakaran hidrogen dari setiap kg bahan bakar didapatkan dengan persamaan:

$$n_{H_2O} = \frac{C_H}{2 \times 100} (1 - M_f - ASH) \text{ kmol/kg bahan bakar} \quad (11)$$

Jumlah kandungan oksigen dalam kmol yang tidak terbakar (tidak dipakai dalam pembentukan  $CO_2$  dan  $H_2O$  didapatkan melalui persamaan berikut:

$$n_{O_2} = \frac{C_O}{32 \times 100} (1 - M_f - ASH) + 0,21 \frac{AFR}{28,84} - \frac{n_{H_2O}}{2} - n_{CO_2} \quad (12)$$

kmol/kg bahan bakar

Jumlah kandungan nitrogen dalam kmol yang disuplai ke dalam ruang bakar dapat diketahui dengan persamaan:

$$n_{N_2} = 0,79 \frac{AFR}{28,84} \text{ kmol/kg bahan bakar} \quad (13)$$

Dengan diketahuinya massa molar dari  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $O_2$ , dan  $N_2$  dalam satuan g/mol ialah sebesar 44,009, 18,015, 31,998, dan 28,014 secara berurutan, maka massa kandungan materi di atas dalam *flue gas* dapat diketahui sebesar:

$$44,009 n_{CO_2} + 18,015 n_{H_2O} + 31,998 n_{O_2} + 28,014 n_{N_2} \quad (14)$$

Jumlah  $CO_2$  yang terproduksi dari kalsinasi  $CaCO_3$  &  $MgCO_3$  pada material *sorbent* dan terbawa oleh *flue gas* dapat ditentukan melalui persamaan:

$$W_{CO_2} = 1,375SR \left( 1 + \frac{1,19X_{MgCO_3}}{X_{CaCO_3}} \right) \quad (15)$$

dimana R adalah rasio molar kalsium/sulfur.

Jika fraksi dari sulfur yang terkonversi menjadi  $CaSO_4$  sebesar  $E_{sor}$ , maka  $SO_2$  yang terdapat pada *flue gas* sebesar:

$$2S(1-E_{sor}) \quad (16)$$

Berat *fly ash* sendiri dihitung dari perkalian fraksi abu bahan bakar ASH dengan fraksi abu yang akan menjadi *fly ash*  $a_c$  berkisar:

$$a_c \text{ASH} \quad (17)$$

Maka massa dari flue gas per kg bahan bakar yang dibakar dapat terhitung melalui persamaan:

$$W_c = 44,009 n_{CO_2} + 18,015 n_{H_2O} + 31,998 n_{O_2} + 28,014 n_{N_2} + W_{CO_2} + 2S(1-E_{sor}) + a_c \text{ASH kg/kg bahan bakar} \quad (18)$$

Sementara untuk limbah padatan sendiri, Basu dalam bukunya menyatakan jumlahnya dapat diketahui dengan persamaan:

$$W_a = L_w + \text{ASH} + (1-E_c) \quad (19)$$

Perhitungan stokiometris yang telah dituliskan pada persamaan sebelumnya dilanjutkan dengan perhitungan kesetimbangan kalor/*heat balance* untuk mengetahui rugi rugi pembakaran menggunakan persamaan yang telah ditulis dari Tabel 2.

Tabel 2. Perhitungan Rugi Rugi (Basu, 2006).

Rugi rugi	Persamaan
Rugi rugi dari kelembaban <i>sorbent</i>	$\frac{L_q \times M_f \times h_f}{HHV} \times 100\%$
Rugi rugi dari kelembaban bahan bakar	$\frac{M_f \times h_f}{HHV} \times 100\%$
Rugi rugi kalsinasi $CaCO_3$	$\frac{L_q \times X_{CaCO_3} \times 1830}{HHV} \times 100\%$
Rugi rugi kalsinasi $MgCO_3$	$\frac{L_q \times X_{MgCO_3} \times 1830}{HHV} \times 100\%$
Rugi rugi sulfasi	$-\frac{E_{sor} \times S \times 15,141}{HHV} \times 100\%$
Rugi dari karbon tidak terbakar	$\frac{X_c \times W_a \times 32,790}{HHV} \times 100\%$
Kalor terbuang di <i>flue gas</i>	$\frac{W_c \times C_p(T_f - T_a)}{HHV} \times 100\%$
Rugi akibat kelembaban hidrogen	$\frac{9H \times h_f}{HHV} \times 100\%$
Rugi akibat kelembaban udara	$\frac{M_{da} \times X_m \times EAC \times h_f}{HHV} \times 100$
Rugi radiasi dan konveksi	diasumsikan 0,5%

Rugi pada abu	$\frac{W_a \times \text{excess air} \times T_{\text{ash}} \times 4,18}{\text{HHV}} \times 100\%$
FD Fan	diasumsikan -1%

dimana:

$M_f$  = Kelembaban (*Moisture content*) bahan bakar

$h_f$  = Entalpi uap air

$X_c$  = Fraksi berat karbon pada *solid waste*

$X_m$  = Fraksi kelembaban pada udara kering (*dry air*)

$W_c$  = Jumlah *flue gas* dan padatan yang terbawa per unit berat bahan bakar yang terbakar

$W_a$  = Jumlah *solid waste produced* per unit berat bahan bakar yang terbakar

$C_p$  = *flue gas specific heat*

$T_f$  = suhu *flue gas*

$T_a$  = suhu lingkungan

$T_{\text{ash}}$  = suhu *ash*

Sulfasi dan FD Fan memberikan rugi rugi negatif dikarenakan 2 faktor ini memberikan input kalor ke dalam *boiler*. Sulfasi merupakan suatu reaksi eksotermis yang menghasilkan kalor, sementara FD fan menyuplai udara ke dalam *boiler*.

Dengan mengetahui berapa rugi rugi pembakaran (*Total Loss*), maka total input kalor bahan bakar  $Q_i$  yang dimasukkan ke dalam *boiler* dengan kapasitas  $Q_H$  dapat diketahui dengan persamaan:

$$Q_i = \frac{Q_H}{1 - \text{Total Loss}} \quad (20)$$

Kebutuhan laju massa bahan bakar setiap waktu  $\dot{m}_c$  dapat diketahui melalui persamaan:

$$\dot{m}_c = \frac{Q_i}{\text{HHV}} \quad (21)$$

Kebutuhan laju aliran udara setiap waktu  $\dot{m}_{\text{air}}$  dapat diketahui melalui persamaan:

$$\dot{m}_{\text{air}} = M_{\text{wa}} \times \dot{m}_c \quad (22)$$

Sedangkan laju udara primer/ *primary air* dapat ditentukan dengan mengalikan udara 78% udara teoritis dengan laju massa bahan bakar  $\dot{m}_c$ :

$$\dot{m}_{\text{pa}} = 0,78 T_{\text{da}} \times \dot{m}_c \quad (23)$$

Kecepatan fluidisasi  $v_f$  didapatkan dengan membagi laju massa *flue gas*  $\dot{m}_f$  dengan luas penampang *furnace* dan densitas *flue gas*  $\rho_f$  pada suhu pembakaran.

$$v_f = \frac{\dot{m}_f}{A_{\text{bed}} \times \rho_f} \quad (24)$$

Dimensi luas penampang *bed* bagian atas/ *bed upper cross section*  $A_{\text{bed}}$  didapatkan dengan mengalikan *grate heat release rate* HRR dengan total input kalor bahan bakar  $Q_i$ .

$$A_{\text{bed}} = \frac{Q_i}{\text{HRR}} \quad (25)$$

dimana Basu dalam bukunya menyatakan batas maksimal untuk lebar *furnace* yaitu sebesar 7,5 m untuk menghindari kecepatan fluidisasi yang terlalu lambat (Basu, 2006). Penentuan luas alas *furnace* agar didapatkan kecepatan fluidisasi yang seragam hingga ke puncak *furnace* diketahui melalui persamaan :

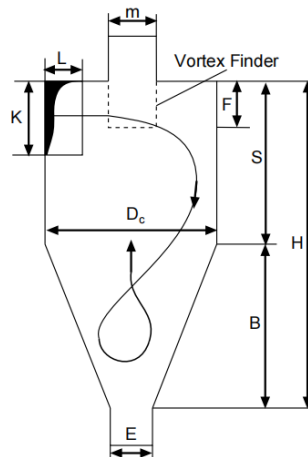
$$A_{\text{furnace}} = \frac{A_{\text{bed}} \times \dot{m}_c}{\dot{m}_{\text{air}}} \quad (26)$$

Basu dalam bukunya menyarankan bahwa tinggi *furnace* merupakan nilai tertinggi antara nilai tinggi berdasarkan waktu residensi gas atau dimensi *water wall* (Basu, 2006). Dengan asumsi bahwa kecepatan fluidisasi maksimal pada *furnace* adalah sebesar 1,5 kali dari rata rata kecepatan fluida, perhitungan tinggi *furnace* berdasarkan waktu residensi gas dapat diperoleh dengan:

$$H_{\text{ww}} = 1,5 \times v_f \times t_r \quad (27)$$

dimana  $H_{\text{ww}}$  merupakan tinggi *water wall*,  $v_f$  adalah kecepatan fluidisasi dan  $t_r$  waktu residensi gas.

Parameter desain *cyclone* tergambar pada Gambar 2. *Cyclone* berbentuk silinder dengan diameter  $D_c$  dimana bagian bawah berbentuk kerucut dengan diameter  $E$ . Suspensi gas-partikel masuk ke *cyclone* secara tangensial melalui *ducting* dengan dimensi penampang  $K \times L$  dan akan membentuk vortex yang akan keluar ke bawah *cyclone* dimana padatan akan mengalir ke bawah, sementara *flue gas* akan masuk melalui *vortex finder* dan keluar menuju *backpass*.



Gambar 1. Cyclone (Basu, 2006).

dimana kecepatan  $v_{\text{inlet}}$  berkisar pada rentang 20 sampai 30 m/s. Dengan mengetahui luas penampang melintang yang dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\text{Luas Penampang Inlet} = KL = \frac{\dot{m}_{\text{flue gas}}}{v_{\text{inlet}}} \quad (28)$$

Maka diameter *cyclone* dapat diketahui dengan menghitung proporsi dari Tabel 3. Proporsi dimensi *cyclone* ditentukan berdasarkan pendekatan rancangan tentatif yang diusulkan oleh Basu yang dapat digunakan sebagai panduan dalam perancangan awal *cyclone* CFB (Basu, 2006).

Tabel 3. Perbandingan Dimensi pada Cyclone (Basu, 2006).

$K/D_c$	$L/D_c$	$M/D_c$	$F/D_c$	$S/D_c$	$H/D_c$	$E/D_c$
0,75–1,5	0,25–0,35	0,45–0,55	0,25–0,50	1,0–1,50	2,0–3,5	0,15–0,25

Basu dalam bukunya menjelaskan besarnya diameter *standpipe*  $d_s$  disamakan dengan diameter keluaran *cyclone* E, panjang *loop-seal* L sebesar 2,5 kalinya diameter *standpipe* dan lebar *loop-seal* W sebesar 1,25 diameter *standpipe* (Basu, 2006). Untuk tinggi bukaan antara *supply chamber* dan *recycle chamber*  $h_s$  dapat diketahui melalui persamaan berikut:

$$h_s = \frac{2C\sqrt{2g} H^{3/2}}{3v_h} \quad (29)$$

dimana C adalah koefisien yang nilainya disekitar 0,065 – 0,08 untuk partikel padatan berukuran 150 – 250  $\mu\text{m}$ , g adalah percepatan gravitasi, H adalah tinggi *weir* yang sama besar dengan diameter *standpipe*, dan  $v_h$  adalah kecepatan udara horizontal yang didorong *loop-seal*.

### 3. RESULTS AND DISCUSSION

Hasil perhitungan pembakaran menggunakan persamaan pada bab sebelumnya ditunjukkan pada Tabel 4.

Tabel 4. Hasil Perhitungan Pembakaran.

Parameter	Nilai	Satuan
Kebutuhan udara kering ( $M_{da}$ )	4,06	kg/kg bahan bakar
Total udara kering ( $T_{da}$ )	4,71	kg/kg bahan bakar
Total udara lembab ( $M_{wa}$ )	4,77	kg/kg bahan bakar
Primary air (78% dari $M_{da}$ )	3,17	kg/kg bahan bakar
Sorbent yang diperlukan ( $L_q$ )	0,0896	kg/kg bahan bakar
Berat <i>flue gas</i>	5,56	kg/kg bahan bakar

Hasil perhitungan rugi rugi dengan mengikuti perhitungan yang ditunjukkan pada Tabel 2 ditunjukkan pada Tabel 5.

Tabel 5. Hasil Perhitungan Rugi Rugi.

Parameter	Persentase
Rugi rugi dari kelembaban <i>sorbent</i>	0,37
Rugi rugi dari kelembaban bahan bakar	4,18
Rugi rugi kalsinasi $\text{CaCO}_3$	1,01
Rugi rugi kalsinasi $\text{MgCO}_3$	0,07
Rugi rugi sulfasi	-1,21
Rugi dari karbon tidak terbakar	0,37
Kalor terbuang di <i>flue gas</i>	4,57
Rugi akibat kelembaban hidrogen	11,80
Rugi akibat kelembaban udara	1,11
Rugi radiasi dan konveksi	0,50
Rugi pada abu	0,11
FD Fan	-1,00
<b>Total Loss</b>	<b>21,90</b>

Besarnya input daya ke dalam *boiler* dengan efisiensi hasil perhitungan ialah sebesar:

$$Q_i = \frac{Q_H}{1 - \text{Total Loss}} = \frac{400}{1 - 21,90\%} = 512,2 \text{ MW}$$



Hasil perhitungan laju massa dari beberapa parameter serta kecepatan fluidasi dapat dilihat pada Tabel 6.

Tabel 6. Hasil Perhitungan Laju Massa.

Parameter	Laju Massa (kg/s)
Laju massa bahan bakar ( $\dot{m}_c$ )	35,22
Laju massa udara untuk pembakaran ( $\dot{m}_{air}$ )	167,98
<i>Primary air</i> ( $\dot{m}_{pa}$ )	111,50
Laju massa <i>flue gas</i> ( $\dot{m}_f$ )	195,85

Dengan asumsi nilai *Heating Release Rate* (HRR) ialah sebesar 3,34 MW/m<sup>2</sup>, maka luas penampang *furnace* yang diperlukan untuk menampung daya sebesar 512,2 MW ialah sebesar

$$A_{bed} = \frac{Q_i}{HRR} = \frac{512,2}{3,34} = 153,34 \text{ m}^2$$

Sehingga dengan densitas *flue gas* sebesar 0,33 kg/m<sup>3</sup> dapat diketahui kecepatan fluidisasi sebesar :

$$v_f = \frac{\dot{m}_f}{A_{bed} \times \rho_f} = \frac{195,85}{153,34 \times 0,33} = 3,92 \text{ m/s}$$

Luas alas *furnace* ( $A_{furnace}$ ) dapat diketahui yakni sebesar:

$$A_{furnace} = \frac{A_{bed} \times \dot{m}_{pa}}{\dot{m}_{air}} = \frac{153,34 \times 111,50}{167,98} = 101,79 \text{ m}^2$$

Sementara tinggi *furnace* ( $H_{ww}$ ) dapat diketahui sebesar:

$$H_{ww} = 1,5 \times v_f \times t_r = 1,5 \times 3,92 \times 5 = 29,38 \text{ m}$$

Nilai laju volume *flue gas* adalah sebesar 600,07 m<sup>3</sup>/s (untuk laju massa sebesar 195,85 kg/s dan densitas *flue gas* sebesar 0,33 kg/m<sup>3</sup>). Jika diasumsikan kecepatan *flue gas* yang masuk ke *cyclone* adalah sebesar 20 m/s, dan perbandingan sisi saluran inlet *cyclone* K:L ialah sebesar 1:0,35, maka dapat diketahui diameter *cyclone* adalah sebesar:

$$D = \sqrt{(\dot{m}_{flue \text{ gas}} / KL v_{inlet})} = \sqrt{(600,07 / (1)(0,35)(20))} = 9,26 \text{ m}$$

Basu (2006) dalam bukunya menyatakan bahwa batas maksimal diameter *cyclone* adalah 8 m, sehingga perhitungan di atas kita ubah menjadi 2 buah *cyclone* dengan diameter yang lebih kecil sebesar:

$$D_c = \text{Jumlah } cyclone \times \sqrt{(1/D)} = 2 \times \sqrt{(1/9,26)} = 6,55 \text{ m}$$

Dengan didapatkannya dimensi terbaru, perhitungan dimensi *cyclone* secara keseluruhan dapat dilihat pada Tabel 7.

Tabel 7. Dimensi *cyclone*.

Bagian <i>Cyclone</i> (n)	Rasio n/ D <sub>c</sub>	Nilai	Satuan
D <sub>c</sub>	1	6,55	m
Jumlah <i>cyclone</i>	-	2	unit
L	0,35	2,29	m
K	1	6,55	m
M	0,45	2,95	m
H	2	13,10	m
S	1	6,55	m
E	0,15	0,98	m

Dimensi *standpipe*  $D_s$  pada *boiler* CFB yang dirancang sama besar dengan bagian E pada *cyclone* sehingga panjang *loop seal* adalah sebesar:

$$L = 2,5 D_s = 2,5E = 2,5(0,98) = 2,46 \text{ m}$$

Dengan lebar sebesar:

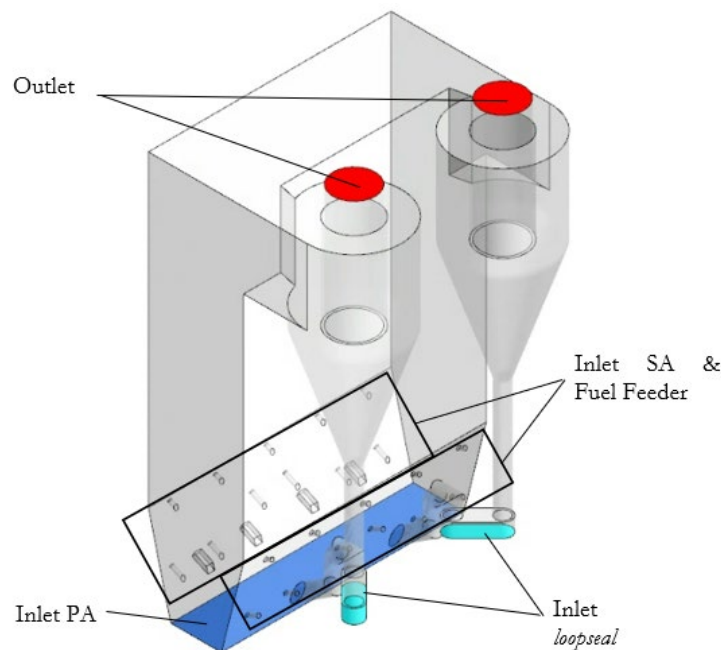
$$W = 1,25 D_s = 1,25E = 1,23 \text{ m}$$

Serta tinggi sebesar:

$$h_s = \frac{2C\sqrt{2g} H^{3/2}}{3v_h} = \frac{2(0,08)\sqrt{2(9,81)} (0,98)^{3/2}}{3(0,2)} = 1,15 \text{ m}$$

Dengan asumsi koefisien partikel C sebesar 0,08, percepatan gravitasi bumi sebesar  $9,81 \text{ m/s}^2$ , tinggi *weir* H sebesar 0,98 m dan kecepatan udara horizontal pada *loop seal*  $v_h$  sebesar 0,2 m/s.

Model 3D *boiler* dibuat dengan dimensi sesuai perhitungan yang telah dilakukan & ditunjukkan pada Gambar 2. Secara keseluruhan, *furnace* memiliki lebar 7,5 m dan panjang 20,45 m. Dinding miring refraktori dibuat setinggi 7 meter tegak lurus dari dasar *furnace*. Terdapat 11 titik injeksi *secondary air* (total kedua *cyclone* di sepanjang dua dinding refraktori. Selain itu, dapat dilihat beberapa bidang pada model 3D yang akan ditetapkan sebagai *boundary condition*. Daerah *outlet* ditetapkan pada puncak *cyclone*, *inlet loop seal* diatur pada bidang alas *loopseal*, injeksi SA dan *fuel feeder* diatur pada silinder silinder yang terletak di dinding miring daerah bawah refraktori, inlet PA terletak pada penampang paling bawah ada 22 titik) di setiap sisi boiler dan dibuat terdapat 4 titik *coal feeder* yang posisinya berlawanan sisi dengan pada model 3D, dan bidang penampang selain itu diatur sebagai *wall* yang tidak memberikan inlet.

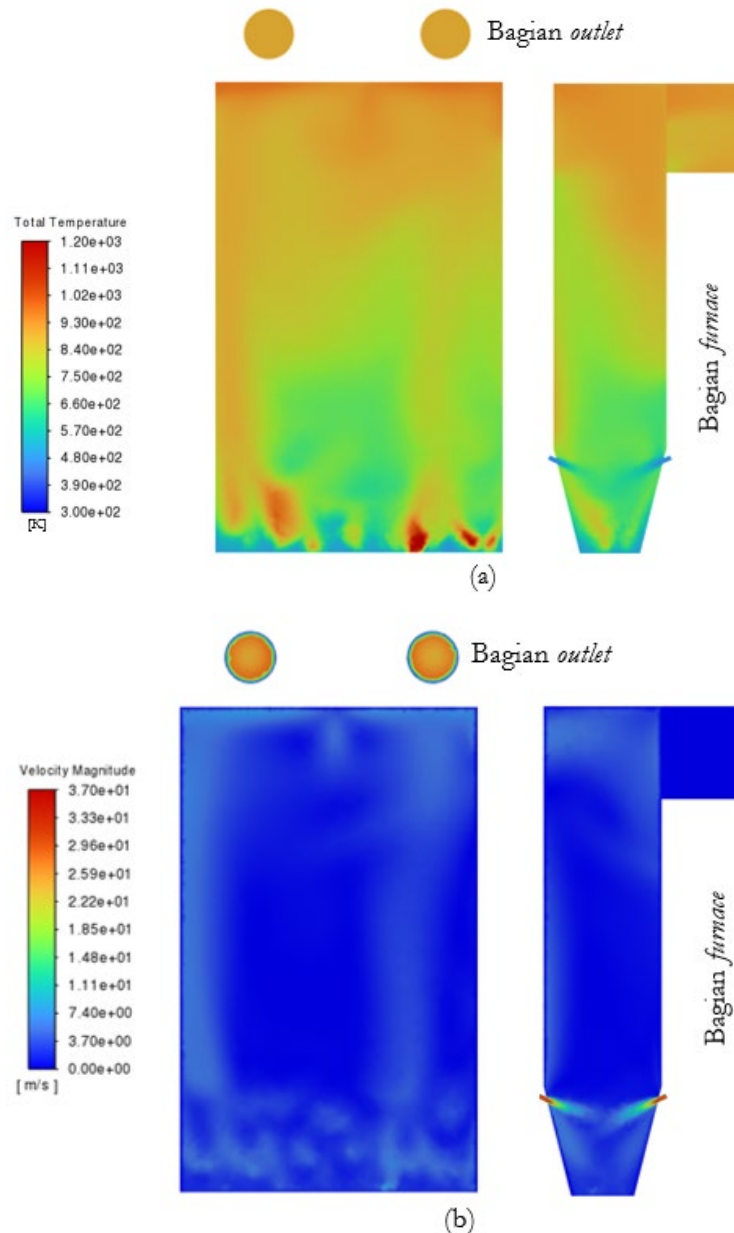


Gambar 2. Model 3D *boiler* beserta pengaturan bidang input simulasi.

Simulasi dilakukan menggunakan program ANSYS Fluent dengan model aliran 1 fasa (hanya mensimulasikan udara saja tanpa partikel padatan), model turbulensi menggunakan persamaan k-epsilon, pengaturan *species* menggunakan *species transport* dan kondisi *steady*. Kondisi batas yakni inlet bahan bakar melalui *feeder*, udara PA dan SA, *loopseal* serta keluaran *cyclone* (outlet) ditetapkan pada bidang yang ditunjukkan Gambar 2 dengan nilai input simulasi yang ditunjukkan Tabel 8.

Tabel 8. Dimensi *cyclone*.

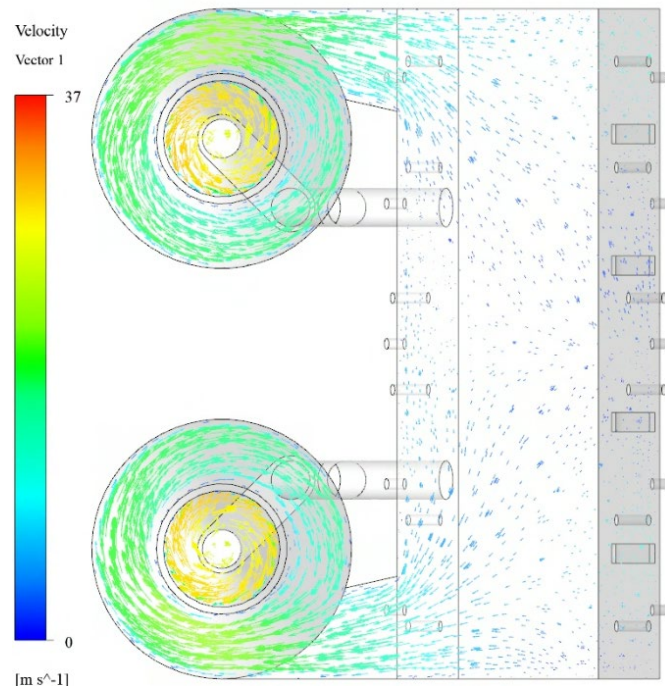
Bidang Input	Jumlah bidang	Suhu	Nilai input per bidang
Inlet udara SA	22	487 K	1,43 kg/s
Inlet udara PA	1	523 K	111,50 kg/s
Inlet <i>loopseal</i>	2	308 K	0,20 m/s
Outlet	2	-	-
Inlet bahan bakar <i>feeder</i>	4	308 K	8,80 kg/s



Gambar 3. Kontur suhu (a) &amp; kecepatan (b) hasil simulasi

Gambar 3 menunjukkan hasil simulasi dalam bentuk kontur suhu (a) dan kecepatan (b). Terlihat bahwa secara keseluruhan suhu di daerah *furnace* semakin tinggi seiring dengan bertambahnya ketinggian titik di *furnace* dengan rentang suhu di sekitar 600 – 930 K. Pada Gambar 2, kontur berwarna biru dapat terlihat pada dasar *furnace* hingga ketinggian 12-13 m dari dasar *furnace* beserta kontur warna hijau & merah pada ketinggian di atasnya, menunjukkan bahwa suhu di daerah hijau lebih tinggi daripada di daerah biru dan suhu di daerah merah lebih tinggi daripada di daerah hijau. *Flue gas* keluar

dari *furnace* dengan suhu rata rata  $\pm 900$  K. Sementara kecepatan fluida di *furnace* sekitar  $0 - 9$  m/s dan keluar melalui keluaran *cyclone* (outlet) sebesar  $\pm 28$  m/s.



Gambar 4. Vektor kecepatan fluida di *cyclone*.

Gambar 4 menunjukkan vektor kecepatan fluida di penampang melintang yang terletak 4 meter di bawah puncak *boiler*. Gambar tersebut menunjukkan bahwa fluida bergerak semakin cepat saat memasuki *cyclone* daripada di *furnace*. Fluida memiliki kecepatan paling tinggi sementara saat baru memasuki *cyclone* sebelum berputar di dalamnya dengan kecepatan lebih rendah, terlihat oleh vektor berwarna kuning di saat baru memasuki *cyclone* dan vektor berwarna hijau kebiruan saat berputar mengelilingi inti *cyclone/separator*. Terlihat bahkan udara di dalam *separator* juga masih membentuk pusaran dengan kecepatan yang lebih tinggi daripada di daerah luar *separator*.

#### 4. KESIMPULAN

Perancangan *boiler* CFB berbahan bakar biomassa dengan kapasitas 400 MWth telah dibuat dan memiliki dimensi panjang, lebar dan tinggi *furnace* sebesar 20,45 m, 7,5 m dan 29,38 m secara berurutan. Terdapat 2 unit *cyclone* yang ditempatkan pada 1 sisi *furnace* dengan diameter 6,55 m dimana di sebelah bawahnya terdapat *standpipe* untuk menyalurkan pasir *sorbent* kembali ke *furnace* agar dapat digunakan lagi. Terdapat *loop seal* di setiap ujung bawah *standpipe* untuk mengendalikan laju pasir yang kembali ke *furnace*.

Simulasi dilakukan menggunakan program CFD dan didapatkan hasil simulasi berupa kontur suhu dan kecepatan. Suhu di *furnace* ada pada memiliki rentang suhu di sekitar  $600 - 930$  K dan keluar *cyclone* dengan suhu rata rata  $\pm 900$  K, sedangkan kecepatan fluida di *furnace* sekitar  $0 - 9$  m/s dan keluar melalui keluar *cyclone* berkecepatan sebesar  $\pm 28$  m/s.

#### 5. DAFTAR PUSTAKA

- Basu, P. (2006). *Combustion and gasification in fluidized beds*. CRC Press.
- Dewil, R., Baeyens, J., & Caerts, B. (2008). CFB cyclones at high temperature: Operational results and design assessment. *Particuology*, 6(3), 149–156.
- Jena, S., Singh, V., Nimalipuri, P., Das, H. C., Pradhan, M. K., Vitankar, V., & Hotta, T. K. (2025). Hydrodynamics and mixing analysis of different bed materials with coal in an industrial-scale bubbling fluidized bed boiler. *Case Studies in Thermal Engineering*, 69.

- Liu, H., Li, S., Xiang, X., Gong, S., Jia, C., Wang, Q., & Sun, B. (2024). Simulation of biogas co-combustion in CFB boiler: Combustion analysis using the CPFD method. *Case Studies in Thermal Engineering*, 59.
- Peraturan Presiden Republik Indonesia. (2022). *Peraturan Presiden Republik Indonesia Nomor 112 Tahun 2022 tentang percepatan pengembangan energi terbarukan untuk penyediaan tenaga listrik*.
- Shiyuan, L., Qinggang, L., Haipeng, T., Bao, S., & Wang, D. (2013). Design and operation of biomass circulating fluidized bed boiler with high steam parameter. *Proceedings of the 10th International Conference on Circulating Fluidized Beds (CFB-10)*. <http://dc.engconfintl.org/cfb10/67>
- Tariq, A. S., Reupke, P., & Sarwar, G. (1994). *Biomass combustion systems: A guide for monitoring and efficient operation*. Natural Resources Institute.
- Xu, L., Cheng, L., Ji, J., Wang, Q., & Fang, M. (2019). A comprehensive CFD combustion model for supercritical CFB boilers. *Particuology*, 43, 29–37.
- Zahira, N. P., & Fadillah, D. P. (2022). *Pemerintah Indonesia menuju target Net Zero Emission (NZE) tahun 2060 dengan variable renewable energy (VRE) di Indonesia*.
- Zhang, N., Lu, B., Wang, W., & Li, J. (2010). 3D CFD simulation of hydrodynamics of a 150 MWe circulating fluidized bed boiler. *Chemical Engineering Journal*, 162(2), 821–828.