

## Komparasi Pemodelan dan Identifikasi Sistem pada Dinamika Temperatur Gas Buang Ruang Bakar pada *Circulated Fluidized Bed Boiler*

Muhammad N. Anis<sup>\*</sup>), Awang N. I. Wardana & Ester Wijayanti

Jurusan Teknik Fisika, Fakultas Teknik, Universitas Gadjah Mada

<sup>\*</sup>)muhammad.naufal.a@mail.ugm.ac.id

### Abstrak

Seringkali fokus pembangkitan listrik di PLTU adalah pada kondisi uap (T & P), jumlah produksi uap (ton/h) dan beban daya (100%) namun efisiensi pembakaran jarang diperhatikan sehingga menyebabkan kerusakan mesin. Indikator efisiensi pembakaran batu bara adalah dinamika temperatur gas buang ruang bakar. Untuk mendapatkan sistem instrumentasi-kendali yang handal dan efisien dibutuhkan pemahaman mendalam terhadap sistem. Langkah untuk meningkatkan pemahaman dapat dengan cara membentuk dan memahami model matematis sistem.

Penelitian ini bertujuan mendapatkan model matematis dari fenomena dinamika temperatur gas buang ruang bakar. Pemodelan dilakukan dengan membandingkan metode matematis dan identifikasi sistem. Pemodelan matematis dilakukan dengan menggunakan neraca massa dan neraca energi, sedangkan identifikasi sistem dilakukan dengan menggunakan struktur model *multiple-input-single-output* ARMAX sebagai pendekatan sistem linier. Setelah model didapatkan, model divalidasi dengan data lapangan pada kondisi operasi. Hasil validasi model berupa prediksi dinamika temperatur gas buang ruang bakar dari masing-masing metode dibandingkan kualitasnya (*fit* & MSE). Dengan menganalisis hasil didapatkan bahwa model hasil pemodelan matematis menghasilkan nilai kesesuaian kurva sebesar 86,4218% dan nilai galat kuadrat rerata sebesar 0,1632 °C dan model hasil identifikasi sistem menghasilkan nilai kesesuaian kurva sebesar 86,8596% dan nilai galat kuadrat rerata sebesar 0,1529 °C.

*Kata Kunci: ketel, circulated fluidized bed, ruang bakar, gas buang, pemodelan, identifikasi sistem*

### 1 Pendahuluan

Untuk menjaga dan meningkatkan perekonomian serta perindustrian nasional dalam hal energi terutama energi listrik dalam menghadapi pasar bebas ASEAN diperlukan plant pembangkit listrik yang dapat bekerja optimal dan efisien, khususnya adalah pembangkit listrik tenaga uap dengan bahan bakar batu bara. Permasalahannya adalah seringkali fokus pembangkitan listrik pada thermal power plant adalah pada kondisi uap (T & P), jumlah produksi uap (ton/h) dan beban daya misalnya untuk beban 100% namun efisiensi pembakaran tidak diperhatikan sehingga menyebabkan kerusakan pada mesin itu sendiri. Salah satu indikator dari efisiensi pembakaran batu bara adalah dinamika temperatur gas buang ruang bakar. Untuk mendapatkan sistem instrumentasi dan kendali yang tepat dan handal, serta efisien dalam mengendalikan temperatur gas buang dibutuhkan pemahaman lebih mendalam terhadap sistem. Langkah untuk meningkatkan pemahaman terhadap sistem tersebut dapat dengan cara membentuk dan memahami model matematis dari sistem, sehingga penelitian ini bertujuan untuk membuat suatu model matematis dari suatu fenomena pembakaran batu bara dan pemanasan uap di dalam ruang bakar ketel uap tipe *circulated fluidized bed*.

Makalah ini merupakan lanjutan dari penelitian mengenai pemodelan matematis dan identifikasi sistem dinamika temperatur gas buang ruang bakar pada CFB boiler [1]. Sebuah penelitian oleh Kari myohanen pada akhir tahun 2011 yang memodelkan reaksi

pembakaran dan sulfurisasi di dalam CFB boiler skala besar secara matematis [2] dapat memformulasikan fenomena pembakaran secara tepat dan detail. Penelitian lainnya dilakukan oleh Qinhui, Zhongyang, Xuantian, Mengxiang, Mingjiang dan Kefa cen pada tahun 1999 [3]. Dalam penelitian ini penulis membandingkan dengan metode lain yakni metode empiris (identifikasi sistem). Identifikasi sistem telah banyak dipaparkan pada berbagai penelitian, salah satunya adalah identifikasi sistem tekanan uap dari fire-tube boiler oleh Rodriguez, Rivas, Motiano dan Gonzales [4].

Dari penelitian-penelitian tersebut penulis dapat membandingkan dan mempelajari lebih lanjut metode-metode yang digunakan dalam membuat model matematis untuk dapat diterapkan ke dalam sistem ruang bakar di CFB boiler PLTU Tarahan. Metode dalam penelitian ini merupakan adaptasi dari berbagai penelitian dan pengkombinasian antara dua metode yaitu pemodelan matematis dan pemodelan empiris.

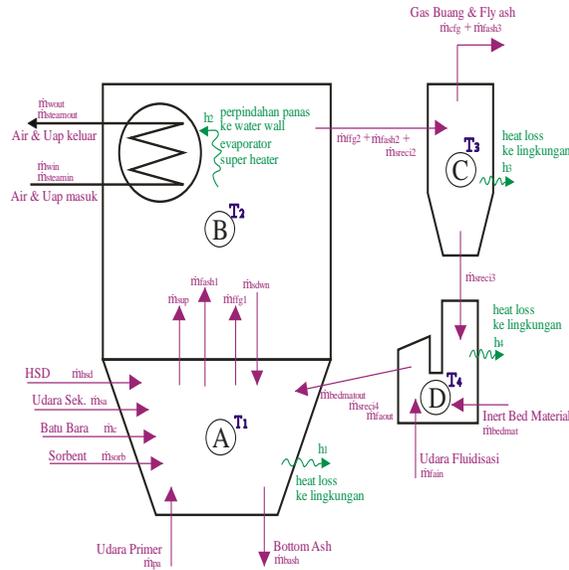
## 2 Diskusi

Ketel atau *boiler* adalah salah satu peralatan utama suatu pembangkit listrik tenaga uap yang berfungsi untuk mengubah air menjadi uap yang memanfaatkan energi panas yang diperoleh dari hasil pembakaran bahan bakar seperti batu bara, *high speed diesel* (HSD), gas, MFO, dll. Tipe ketel dalam penelitian ini adalah *circulated fluidized bed boiler* generasi pertama dengan kapasitas pembangkitan 2x100 MW.

### 2.1 Pemodelan Matematis

Untuk mempermudah analisis maka sistem *furnace* ditinjau dalam empat *control volume* seperti pada Gambar 1, yakni:

- A. *Lower furnace (lower & middle furnace)*
- B. *Upper furnace (upper furnace, waterwall tube, evaporator and superheater)*
- C. *Cyclone system (cyclone inlet duct, cylinder, cone, sealpot and outlet duct)*
- D. *Loop seal (sealpot)*



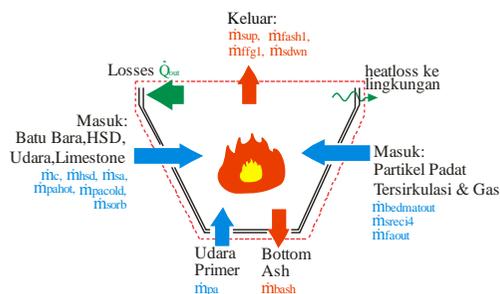
Gambar 1 Ruang bakar dibagi menjadi empat bagian

Untuk mempermudah pembuatan model, analisis dilakukan dengan membagi menjadi dua fenomena yaitu fenomena pembakaran batu bara dan fenomena pemanasan air dan uap.

### 2.1.1 Ruang Bakar Bagian A (Lower Furnace)

Fenomena yang terjadi di bagian bawah ruang bakar seperti pada Gambar 2 adalah sebagai berikut:

1. Reaksi pembakaran bahan bakar (incomplete fuel combustion).
2. Reaksi pembakaran padatan yang tersirkulasi (incomplete & complete coal combustion).
3. Reaksi sulfurisasi.
4. Inert bed material sebagai katalis (lower the heat energy of activation).
5. Transfer panas ke water wall dan heat loss ke lingkungan.



Gambar 2 volume atur ruang bakar bagian A

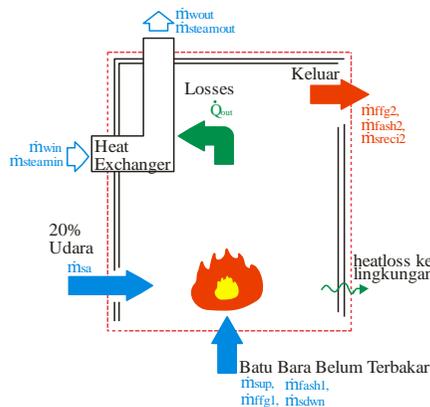
Dengan menggunakan persamaan neraca energi (volume atur) maka persamaan neraca energi untuk volume atur bagian bawah ruang bakar dapat dituliskan seperti persamaan (1).

$$\begin{aligned}
 & m_{comb1} \cdot cp_{comb1} \cdot \frac{dT_{comb1}}{dt} \\
 & = -\dot{Q}_{out1} - \dot{m}_{bash} \cdot cp_{bash} \cdot T_{bash}(t) \\
 & + \dot{m}_f(t) \cdot (\alpha_{frac} \cdot \eta \cdot LHV + cp_f \cdot T_f) + \dot{m}_{sorb}(t) \cdot cp_{sorb} \cdot T_{sorb} \\
 & + \dot{m}_{bedmatout4}(t) \cdot cp_{bedmatout4} \cdot T_{bedmatout4} \\
 & + \dot{m}_{paple}(t) \cdot cp_{paple} \cdot T_{paple} + \dot{m}_{pahot}(t) \cdot cp_{pahot} \cdot T_{pahot} \\
 & + \dot{m}_{pacold}(t) \cdot cp_{pacold} \cdot T_{pacold} + \dot{m}_{sa}(t) \cdot cp_{sa} \cdot T_{sa} \\
 & + \dot{m}_{blow}(t) \cdot cp_{blow} \cdot T_{blow} \\
 & + \dot{m}_{compout4}(t) \cdot cp_{compout4} \cdot T_{compout4} \\
 & + \dot{m}_{sreci4}(t) \cdot cp_{sreci4} \cdot T_{sreci4} + \dot{m}_{faout4}(t) \cdot cp_{faout4} \cdot T_{faout4} \\
 & + \dot{m}_{sdwn}(t) \cdot cp_{sdwn} \cdot T_{sdwn} - \dot{m}_{sup}(t) \cdot cp_{sup} \cdot T_{sup} \\
 & - \dot{m}_{fash1e}(t) \cdot cp_{fash1e} \cdot T_{fash1e} - \dot{m}_{ffg1e}(t) \cdot cp_{ffg1e} \cdot T_{ffg1e}
 \end{aligned} \tag{1}$$

### 2.1.2 Ruang Bakar Bagian B (Upper Furnace)

Fenomena yang terjadi di ruang bakar bagian atas seperti pada Gambar 3 adalah sebagai berikut:

1. Reaksi pembakaran bahan bakar (incomplete coal combustion).
2. Reaksi sulfurisasi.
3. Inert bed material sebagai katalis (lower the energy of activation).
4. Transfer panas ke water wall, evaporator, super heater dan heat loss ke lingkungan.



Gambar 3 Volume atur ruang bakar bagian B

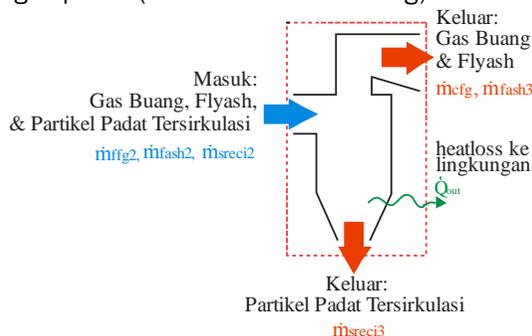
Dengan menggunakan persamaan neraca energi (volume atur) maka persamaan untuk volume atur bagian atas ruang bakar dapat dituliskan seperti pada persamaan (2).

$$\begin{aligned}
 m_{comb2} \cdot c_{p_{comb2}} \cdot \frac{dT_{comb2}}{dt} &= -\dot{Q}_{out2} + (1 - \alpha_{frac}) \cdot \dot{m}_f(t) \cdot \eta \cdot LHV + \dot{m}_{sup}(t) \cdot c_{p_{sup}} \cdot T_{sup} \\
 &+ \dot{m}_{fash1e}(t) \cdot c_{p_{fash1e}} \cdot T_{fash1e} + \dot{m}_{ffg1e}(t) \cdot c_{p_{ffg1e}} \cdot T_{ffg1e} \\
 &- \dot{m}_{sreci2e}(t) \cdot c_{p_{sreci2e}} \cdot T_{sreci2e} - \dot{m}_{fash2e}(t) \cdot c_{p_{fash2e}} \cdot T_{fash2e} \\
 &- \dot{m}_{ffg2e}(t) \cdot c_{p_{ffg2e}} \cdot T_{ffg2e} - \dot{m}_{sdwn}(t) \cdot c_{p_{sdwn}} \cdot T_{sdwn}
 \end{aligned} \tag{2}$$

### 2.1.3 Ruang Bakar Bagian C (Cyclone System)

Fenomena yang terjadi di ruang bakar bagian pemisahan seperti pada Gambar 4 adalah sebagai berikut:

1. Fenomena pemisahan material berdasarkan berat jenis.
2. Fenomena kehilangan panas (*heat loss to surrounding*).



Gambar 4 Volume atur ruang bakar bagian C

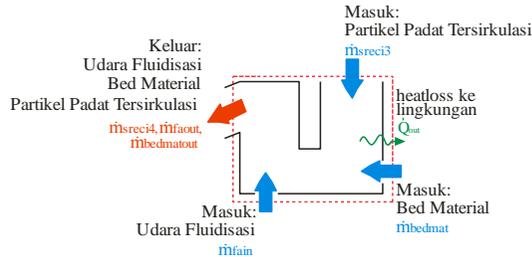
Dengan menggunakan persamaan neraca energi (volume atur) maka persamaan untuk volume atur bagian pemisahan dapat dituliskan seperti pada persamaan (3).

$$\begin{aligned}
 m_{cyc} \cdot c_{p_{cyc}} \cdot \frac{dT_{cyc}}{dt} &= -\dot{Q}_{out3} + \dot{m}_{sreci2e}(t) \cdot c_{p_{sreci2e}} \cdot T_{sreci2e} \\
 &+ \dot{m}_{fash2e}(t) \cdot c_{p_{fash2e}} \cdot T_{fash2e} + \dot{m}_{ffg2e}(t) \cdot c_{p_{ffg2e}} \cdot T_{ffg2e} \\
 &- \dot{m}_{sreci3e}(t) \cdot c_{p_{sreci3e}} \cdot T_{sreci3e} \\
 &- \dot{m}_{fash3e}(t) \cdot c_{p_{fash3e}} \cdot T_{fash3e} - \dot{m}_{ffg3e}(t) \cdot c_{p_{ffg3e}} \cdot T_{ffg3e}
 \end{aligned} \tag{3}$$

### 2.1.4 Ruang Bakar Bagian D (Sealpot/ Loop Seal)

Fenomena yang terjadi di ruang bakar bagian penginjeksi material balik seperti pada Gambar 5 adalah sebagai berikut:

1. Pencampuran padatan (padatan tersirkulasi & *bed material*) dan gas (*fluidized air & compressor air*) → *heat transfer*.
2. Fenomena kehilangan panas (*heat loss to surrounding*).



Gambar 5 Volume atur ruang bakar bagian D

Dengan menggunakan persamaan neraca energi (volume atur) maka persamaan untuk volume atur penginjeksi material balik dapat dituliskan seperti pada persamaan (4).

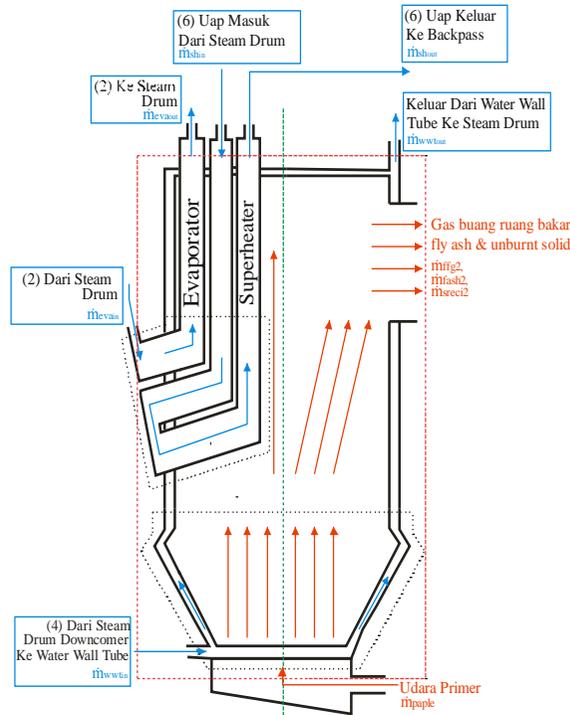
$$\begin{aligned}
 m_{\text{seal}} \cdot c_{p_{\text{seal}}} \cdot \frac{dT_{\text{seal}}}{dt} &= - \dot{Q}_{\text{out4}} + \dot{m}_{\text{sreci3e}}(t) \cdot c_{p_{\text{sreci3e}}} \cdot T_{\text{sreci3e}} \\
 &+ \dot{m}_{\text{bedmatin}}(t) \cdot c_{p_{\text{bedmatin}}} \cdot T_{\text{bedmatin}} \\
 &+ \dot{m}_{\text{fain}}(t) \cdot c_{p_{\text{fain}}} \cdot T_{\text{fain}} + \dot{m}_{\text{compin}}(t) \cdot c_{p_{\text{compin}}} \cdot T_{\text{compin}} \\
 &- \dot{m}_{\text{sreci4e}}(t) \cdot c_{p_{\text{sreci4e}}} \cdot T_{\text{sreci4e}} \\
 &- \dot{m}_{\text{bedmatout}}(t) \cdot c_{p_{\text{bedmatout}}} \cdot T_{\text{bedmatout}} \\
 &- \dot{m}_{\text{faout}}(t) \cdot c_{p_{\text{faout}}} \cdot T_{\text{faout}} \\
 &- \dot{m}_{\text{compout}}(t) \cdot c_{p_{\text{compout}}} \cdot T_{\text{compout}}
 \end{aligned} \tag{4}$$

Keempat persamaan di atas dapat saling mensubstitusi sehingga persamaan neraca energi fenomena pembakaran batu bara adalah seperti persamaan (5).

$$\begin{aligned}
& m_{\text{comb1}} \cdot c_{p\text{comb1}} \cdot \frac{dT_{\text{comb1}}}{dt} + m_{\text{comb2}} \cdot c_{p\text{comb2}} \cdot \frac{dT_{\text{comb2}}}{dt} + m_{\text{cyc}} \cdot c_{p\text{cyc}} \cdot \frac{dT_{\text{cyc}}}{dt} \\
& + m_{\text{seal}} \cdot c_{p\text{seal}} \cdot \frac{dT_{\text{seal}}}{dt} \\
& = -\dot{Q}_{\text{out1}} - \dot{Q}_{\text{out2}} - \dot{Q}_{\text{out3}} - \dot{Q}_{\text{out4}} - \dot{m}_{\text{cfg3e}} \cdot c_{p\text{cfg3e}} \cdot T_{\text{cfg3e}}(t) \\
& - \dot{m}_{\text{fash3e}} \cdot c_{p\text{fash3e}} \cdot T_{\text{fash3e}}(t) - \dot{m}_{\text{bash}} \cdot c_{p\text{bash}} \cdot T_{\text{bash}}(t) \\
& + \dot{m}_f(t) \cdot (\eta \cdot \text{LHV} + c_{p_f} \cdot T_f) + \dot{m}_{\text{sorb}}(t) \cdot c_{p\text{sorb}} \cdot T_{\text{sorb}} \\
& + \dot{m}_{\text{bedmat}}(t) \cdot c_{p\text{bedmat}} \cdot T_{\text{bedmat}} + \dot{m}_{\text{paple}}(t) \cdot c_{p\text{paple}} \cdot T_{\text{paple}} \\
& + \dot{m}_{\text{pacold}}(t) \cdot c_{p\text{pacold}} \cdot T_{\text{pacold}} + \dot{m}_{\text{pahot}}(t) \cdot c_{p\text{pahot}} \cdot T_{\text{pahot}} \\
& + \dot{m}_{\text{sa}}(t) \cdot c_{p\text{sa}} \cdot T_{\text{sa}} + \dot{m}_{\text{blow}}(t) \cdot c_{p\text{blow}} \cdot T_{\text{blow}} \\
& + \dot{m}_{\text{comp}}(t) \cdot c_{p\text{comp}} \cdot T_{\text{comp}} + \dot{m}_{\text{fa}}(t) \cdot c_{p\text{fa}} \cdot T_{\text{fa}}
\end{aligned} \tag{5}$$

### 2.1.5 Pembuatan Model Fenomena Pemanasan Air dan Uap (Kehilangan Panas Akibat Perpindahan Panas)

Fenomena pemanasan uap yang terjadi dianggap sebagai fenomena kehilangan panas akibat terjadinya perpindahan panas dari gas buang hasil pembakaran batu bara ke air dan uap yang terdapat dalam *water wall tube*, *evaporator* dan *super heater panel* seperti digambarkan oleh Gambar 6.



Gambar 6 Aliran fluida di dalam ruang bakar

Perpindahan panas difokuskan lebih detail menjadi 3 volume atur yakni *water wall tube*, *evaporator* dan *super heater panel*. Persamaan transfer panas dituliskan seperti persamaan (6).

$$\dot{Q}_{out} = (\dot{m}_{wwt}(t) \cdot c_{p_{wwt}} \cdot (T_{wwtin} - T_{wwtout})) + (\dot{m}_{eva}(t) \cdot c_{p_{eva}} \cdot (T_{evain} - T_{evaout})) + (\dot{m}_{sh}(t) \cdot c_{p_{sh}} \cdot (T_{shin} - T_{shout})) \tag{6}$$

### 2.1.6 Pembuatan Model Keseluruhan

Hasil pemodelan berdasarkan 2 fenomena di atas dapat digabungkan. Dengan asumsi reaksi pembakaran di ruang bakar bagian A & B dianggap terjadi satu kali, terjadi pembakaran lebih dahulu dan bahan bakar dianggap langsung terbakar sehingga perpindahan kalor (heat transfer) terjadi setelah pembakaran. Selain itu perubahan energi internal di bagian C & D sangat kecil dan bisa diabaikan karena kehilangan panas (heat loss) dianggap sangat kecil dan terakumulasi pada kehilangan panas total, sehingga untuk ruang bakar bagian C temperatur gas buang masuk sama dengan temperatur gas buang keluar. Setelah dilakukan linierisasi maka didapatkan persamaan keseluruhan ruang bakar seperti dituliskan pada persamaan (7).

$$\begin{aligned}
& \left( \frac{\dot{m}_{\text{comb}} \cdot c_{p_{\text{comb}}}}{\alpha_{\text{out}}} \right) \cdot \frac{dT'_{\text{comb}}}{dt} + T'_{\text{comb}}(t) + \left( \frac{(c_{p_{\text{wwt}}} \cdot \Delta T_{\text{wwt}})}{\alpha_{\text{out}}} \right) \cdot \dot{m}'_{\text{wwt}}(t) \\
& + \left( \frac{(c_{p_{\text{eva}}} \cdot \Delta T_{\text{eva}})}{\alpha_{\text{out}}} \right) \cdot \dot{m}'_{\text{eva}}(t) + \left( \frac{(c_{p_{\text{sh}}} \cdot \Delta T_{\text{sh}})}{\alpha_{\text{out}}} \right) \cdot \dot{m}'_{\text{sh}}(t) \\
& = \left( \frac{(\eta \cdot \text{LHV} + c_{p_f} \cdot T_f)}{\alpha_{\text{out}}} \right) \cdot \dot{m}'_f(t) \\
& + \left( \frac{(c_{p_{\text{sorb}}} \cdot T_{\text{sorb}})}{\alpha_{\text{out}}} \right) \cdot \dot{m}'_{\text{sorb}}(t) \\
& + \left( \frac{(c_{p_{\text{bedmat}}} \cdot T_{\text{bedmat}})}{\alpha_{\text{out}}} \right) \cdot \dot{m}'_{\text{bedmat}}(t) \\
& + \left( \frac{(c_{p_{\text{paple}}} \cdot T_{\text{paple}})}{\alpha_{\text{out}}} \right) \cdot \dot{m}'_{\text{paple}}(t) \\
& + \left( \frac{(c_{p_{\text{pahot}}} \cdot \dot{m}_{\text{pahot}})}{\alpha_{\text{out}}} \right) \cdot \dot{m}'_{\text{pahot}}(t) \\
& + \left( \frac{(c_{p_{\text{pacold}}} \cdot T_{\text{pacold}})}{\alpha_{\text{out}}} \right) \cdot \dot{m}'_{\text{pacold}}(t) \\
& + \left( \frac{(c_{p_{\text{sa}}} \cdot T_{\text{sa}})}{\alpha_{\text{out}}} \right) \cdot \dot{m}'_{\text{sa}}(t) + \left( \frac{(c_{p_{\text{blow}}} \cdot T_{\text{blow}})}{\alpha_{\text{out}}} \right) \cdot \dot{m}'_{\text{blow}}(t) \\
& + \left( \frac{(c_{p_{\text{comp}}} \cdot T_{\text{comp}})}{\alpha_{\text{out}}} \right) \cdot \dot{m}'_{\text{comp}}(t) + \left( \frac{(c_{p_{\text{fa}}} \cdot T_{\text{fa}})}{\alpha_{\text{out}}} \right) \cdot \dot{m}'_{\text{fa}}(t)
\end{aligned} \tag{7}$$

di mana:

$$\alpha_{\text{out}} = (\dot{m}_{\text{cfg3e}} \cdot c_{p_{\text{cfg3e}}} + \dot{m}_{\text{fash3e}} \cdot c_{p_{\text{fash3e}}} + \dot{m}_{\text{bash}} \cdot c_{p_{\text{bash}}}) \tag{8}$$

Data Input-Output proses di ruang bakar ini ditunjukkan dalam Tabel 1.

**Tabel 4 Data input- output ruang bakar**

Input-output	Parameter	Nilai	Satuan
Batu bara	LHV	4503,448	kCal/kg
	$C_{p_{fuel}}$	0,33	kCal/kg°C
	$T_{fuel}$	27	°C
	$\eta$	90	%
Udara primer ke plenum	$C_{p_{papel}}$	0,2610	kCal/kg°C
	$T_{papel}$	237	°C
Udara sekunder	$C_{p_{sa}}$	0,2608	kCal/kg°C
	$T_{sa}$	232	°C
Air dinding pipa	$C_{p_{wwt}}$	1,5733	kCal/kg°C
	$T_{wwtin}$	320	°C
	$T_{wwtout}$	350	°C
Air panel ekonomiser	$C_{p_{eva}}$	1,5733	kCal/kg°C
	$T_{evain}$	320	°C
	$T_{evaout}$	350	°C
Uap panel super heater	$C_{p_{sh}}$	0,4882	kCal/kg°C
	$T_{shin}$	357,6206	°C
	$T_{shout}$	426,3538	°C
Pembakaran	$m_{comb}$	1055,600	kg
	$C_{p_{comb}}$	0,3143	kCal/kg°C
	$m_{cfg}$	119,9644	kg/s
	$C_{p_{cfg}}$	0,3143	kCal/kg°C
	$m_{fash}$	0,7517	kg/s
	$C_{p_{fash}}$	0,25	kCal/kg°C
	$m_{bash}$	0,3806	kg/s
	$C_{p_{bash}}$	0,25	kCal/kg°C

Untuk mendapatkan fungsi alih dari dinamika temperatur gas buang, maka perlu dituliskan dalam domain Laplace dan dengan memasukkan nilai-nilai dari setiap parameter pada persamaan (7) yang ada dalam Tabel 1 maka didapatkan persamaan yang menyatakan dinamika temperatur gas buang ruang bakar secara keseluruhan. Namun dikarenakan pada kondisi nyata di lapangan ada beberapa data yang tidak diukur sehingga untuk melakukan validasi diharuskan mengeliminasi beberapa variabel masukan, hal ini dilakukan dengan pertimbangan bahwa variabel tersebut tidak memberikan pengaruh yang signifikan terhadap sistem yakni dapat terlihat pada parameter fungsi alih masing-masing variabel dan data desain yang menyatakan laju aliran massa variabel tersebut sangat kecil jika dibandingkan dengan variabel lainnya. Variabel yang dapat diabaikan adalah laju aliran

massa *sorbent* ( $\dot{m}_{\text{sorb}}$ ), laju aliran massa *bed material* ( $\dot{m}_{\text{bedmat}}$ ), laju aliran massa *hot primary air* ( $\dot{m}_{\text{pahot}}$ ), laju aliran massa *cold primary air* ( $\dot{m}_{\text{pacold}}$ ), laju aliran massa *fluidized air* ( $\dot{m}_{\text{fa}}$ ), laju aliran massa *blower air* ( $\dot{m}_{\text{blow}}$ ), laju aliran massa *compressor air* ( $\dot{m}_{\text{comp}}$ ). Dikarenakan laju aliran massa air dan uap yang melintasi *water wall tube*, *evaporator panel* dan *super heater panel* memiliki besar yang sama (sesuai data operasi) maka parameter fungsi alih dari ketiga *heat loss* tersebut dapat dijumlahkan, sehingga didapatkan persamaan fungsi alih dari dinamika temperatur gas buang ruang bakar seperti pada Persamaan (9).

$$T_{\text{comb}}(s) = \left(\frac{106,9257}{1+8,7337s}\right) \cdot \dot{M}_f(s) + \left(\frac{1,6284}{1+8,7337s}\right) \cdot \dot{M}_{\text{papple}}(s) + \left(\frac{1,5927}{1+8,7337s}\right) \cdot \dot{M}_{\text{sa}}(s) - \left(\frac{3,368}{1+8,7337s}\right) \cdot \dot{M}_{\text{ws}}(s) \quad (9)$$

Dengan menggunakan perumusan untuk mengubah domain  $s$  ke domain  $z$ , maka didapatkan fungsi alih dinamika temperatur gas buang seperti pada persamaan (10).

$$T_{\text{comb}}(t) = \left(\frac{1,217306}{z-0,988615}\right) \cdot \dot{m}_f(t) + \left(\frac{0,01854}{z-0,988615}\right) \cdot \dot{m}_{\text{papple}}(t) + \left(\frac{0,01813}{z-0,988615}\right) \cdot \dot{m}_{\text{sa}}(t) - \left(\frac{0,03834}{z-0,988615}\right) \cdot \dot{m}_{\text{ws}}(t) \quad (10)$$

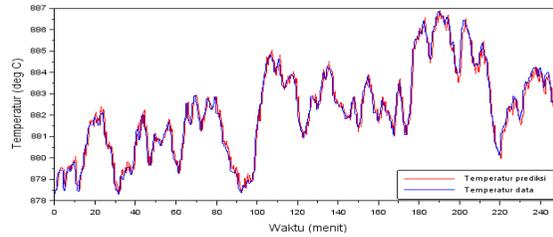
### 2.1.7 Validasi Model Matematis (Fenomena Fisik)

Estimasi dan validasi model dalam penelitian ini menggunakan data lapangan yaitu data operasi laju aliran batu bara, udara dan air-uap serta temperatur gas buang ruang bakar. Validasi model matematis akan membandingkan hasil prediksi model dengan data lapangan yang keduanya menyatakan temperatur *flue gas*. Setelah divalidasi, didapatkan model yang sudah teruji validitasnya dengan nilai *mean square error* (MSE) dan nilai kesesuaian kurva (*fit*) dengan perumusan seperti pada persamaan (11) dan (12) di mana  $y_v$  merupakan data nyata dan  $\hat{y}_p$  adalah data hasil prediksi model.

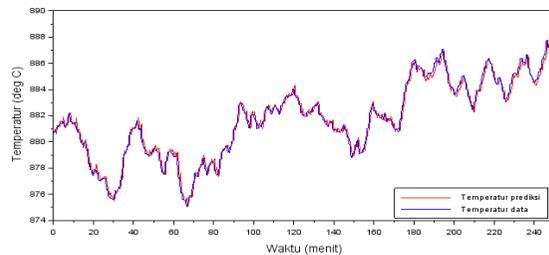
$$\text{MSE} = \frac{1}{n} \times \sum_{i=1}^n (y_v(i) - \hat{y}_p(i))^2 \quad (11)$$

$$\text{fit} = \left[ 1 - \frac{\|y_v - \hat{y}_p\|_2}{\|y_v - \text{mean}(y_v)\|_2} \right] \times 100\% \quad (12)$$

Validasi pertama kali dilakukan terhadap model dari pemodelan matematis pada persamaan (10). Validasi pertama kali menggunakan data operasi 1 menghasilkan nilai kesesuaian kurva sebesar 79,6143% dan nilai galat kuadrat rerata sebesar 0,1763 sebagaimana kurva temperatur hasil prediksi (kurva merah) dan kurva temperatur dari data (kurva biru) ditampilkan dalam Gambar 7, sedangkan validasi kedua menggunakan data operasi 2 menghasilkan nilai kesesuaian kurva sebesar 86,4218% dan nilai galat kuadrat rerata sebesar 0,1632 sebagaimana kurva temperatur hasil prediksi (kurva merah) dan kurva temperatur dari data (kurva biru) pada Gambar 8.



Gambar 7 Grafik perbandingan hasil prediksi model dengan data nyata (data operasi 1)



Gambar 8 Grafik perbandingan hasil prediksi model dengan data nyata (data operasi 2)

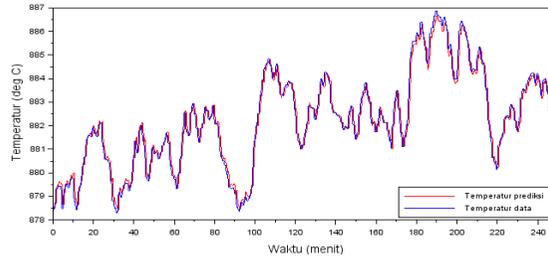
## 2.2 Identifikasi Sistem

Tujuan identifikasi sistem ini adalah untuk mendapatkan parameter model yang telah divalidasi guna menjadi pembanding model hasil pemodelan matematis ataupun untuk menambah argumentasi dalam memahami model matematis dari dinamika temperature gas buang ruang bakar.

Estimasi parameter fungsi alih sistem menggunakan metode *recursive least square* (RLS) dengan fungsi *multiple-input-single-output* ARMAX (na,nb1,nb2,nb3,nb4,nc,nk). Orde untuk estimasi parameter ini menggunakan orde 1. Estimasi dalam identifikasi sistem ini menggunakan data estimasi (data operasi 1) menghasilkan parameter-parameter dalam struktur model ARMAX, sehingga model matematis hasil identifikasi sistem merupakan rekonstruksi dari parameter-parameter yang telah diestimasi yang dituliskan seperti pada persamaan (13).

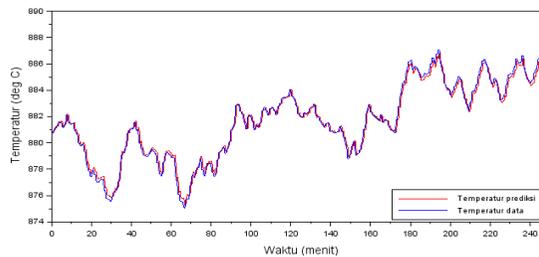
$$T_{cfg}(t) = \left[ \left( \frac{0,1564629}{z - 0,9642668} \right) \cdot \dot{m}_f(t) \right] + \left[ \left( \frac{0,0140191}{z - 0,9642668} \right) \cdot \dot{m}_{papple}(t) \right] + \left[ \left( \frac{0,0114470}{z - 0,9642668} \right) \cdot \dot{m}_{sa}(t) \right] - \left[ \left( \frac{0,0457412}{z - 0,9642668} \right) \cdot \dot{m}_{ws}(t) \right] + \left[ \left( \frac{z+0,0875038}{z - 0,9642668} \right) \cdot e(t) \right] \quad (13)$$

Selanjutnya model tersebut divalidasi-awal dengan menggunakan data operasi 1 yang menghasilkan nilai kesesuaian kurva sebesar 81,1508% dan nilai galat kuadrat rerata sebesar 0,1507, tampilan grafik antara kurva temperatur hasil prediksi model (kurva merah) dengan data nyata (kurva biru) digambarkan pada Gambar 9.



**Gambar 9 Grafik perbandingan hasil prediksi model identifikasi sistem dengan data nyata (data operasi 1)**

Setelah itu, model tersebut divalidasi dengan menggunakan data operasi 2 yang menghasilkan nilai kesesuaian kurva sebesar 86,8596% dan nilai galat kuadrat rerata sebesar 0,1528, tampilan grafik antara kurva temperatur hasil prediksi model (kurva merah) dengan data nyata (kurva biru) digambarkan pada Gambar 10.



**Gambar 10 Grafik perbandingan hasil prediksi model identifikasi sistem dengan data nyata (data operasi 2)**

### 2.3 Pembahasan

Dari hasil pengolahan data dan validasi yang telah dilakukan apabila dibandingkan dan dirangkum akan tertulis seperti pada Tabel 2. Tabel 2 menunjukkan perbandingan antara parameter fungsi alih hasil pemodelan matematis dengan hasil identifikasi sistem terdapat perbedaan. Begitu juga dengan hasil dari validasi model yang menunjukkan nilai kesesuaian kurva tidak dapat mencapai lebih dari 90% dan nilai galat kuadrat rerata tidak bisa lebih kecil dari  $1 \times 10^{-2}$ . Hal tersebut dapat disebabkan oleh adanya fenomena yang tidak termodelkan baik dalam pemodelan matematis ataupun dalam identifikasi sistem. Selain itu, kuantitas dan kualitas dari data yang digunakan juga berpengaruh pada estimasi parameter dalam identifikasi sistem ataupun validasi.

**Tabel 5 Rangkuman nilai galat kuadrat rerata dan nilai kesesuaian kurva**

Kriteria	Pemodelan Matematis	Identifikasi Sistem Linier
A	[1 -0,988615]	[1 -0,964266]
B1	[1,217306]	[0,1564629]
B2	[0,01854]	[0,0140191]
B3	[0,01813]	[0,0114470]
B4	[-0,03834]	[-0,0457412]
C	-	[1 0,087503]
Validasi dengan Data 1		
MSE(oC)	0,1763650	0,1507799
fit(%)	79,614251	81,150828
Validasi dengan Data 2		
MSE(oC)	0,1632470	0,1528889
fit(%)	86,421826	86,859658

Perbedaan tersebut terlihat cukup signifikan pada fungsi alih perubahan temperatur gas buang terhadap laju aliran batu bara, hal ini dikarenakan dalam identifikasi sistem penentuan parameter hanya berdasarkan estimasi dari data sedangkan dalam pemodelan matematis dimodelkan adanya entalpi masuk dan reaksi pembakaran batu bara (pembangkitan kalor) sehingga adanya perbedaan tersebut dapat dikarenakan dalam identifikasi sistem hanya mengestimasi parameter untuk entalpi masukan batu bara dan tidak untuk pembangkitan kalornya. Hal ini membuktikan bahwa dalam identifikasi sistem tidak dapat menjelaskan fenomena-fenomena yang terjadi dalam proses pembakaran batu bara.

Dalam identifikasi sistem, tidak dimungkinkan untuk membangun sebuah model yang akurat hanya dari sekumpulan data yang terbatas [5]. Model apapun yang diestimasi dari data yang terkontaminasi dengan error tidak akan pernah bisa akurat. Tidak dimungkinkan juga untuk menghasilkan model yang presisi dari data yang terbatas. Sebuah rekaman data merupakan salah satu dari sekian banyak kemungkinan rekaman data untuk fenomena proses yang sama (eksperimen). Walaupun fenomena proses tersebut diulang (dengan membuat seluruh faktor variabel kendali pada nilai yang tetap) akan terdapat unsur ketidak pastian yang akan menghasilkan perbedaan pembacaan di mana hal ini dapat disebabkan salah satunya adalah berasal dari gangguan-gangguan secara acak (noise) dalam pengukuran. Sehingga kualitas dari model hasil rekonstruksi parameter yang diestimasi tersebut sangat bergantung pada kualitas data yang digunakan.

Tujuan umum dari identifikasi sistem adalah bukan untuk membentuk suatu model yang benar, tetapi lebih kepada pembentukan model yang dapat berfungsi dengan baik dan berguna, sehingga pembentukan model disesuaikan dengan tujuan diperlukannya model di mana dalam penelitian ini hanya digunakan sebagai pembanding dan untuk menambah argumentasi dalam memahami fenomena proses.

Nilai rerata temperatur gas buang yang didapat dari data operasi dan prediksi dijelaskan dalam Tabel 3 yang menunjukkan bahwa hasil prediksi temperatur oleh model matematis sudah dapat memberikan nilai temperatur yang hampir sama dengan data lapangan.

**Tabel 6 Nilai rerata temperatur gas buang (°C)**

Data	Operasi	Prediksi	
		Pemod. Matematis	Iden. Sist. Linier
1	882,253	882,2437	882,2447
2	881,696	881,6813	881,6823

Dalam penelitian ini, pembuatan model matematis bertujuan untuk memahami sistem dinamika temperatur gas buang ruang bakar secara mendalam sehingga diperlukan model matematis yang bisa merepresentasikan fenomena tersebut. Oleh karena itu, model matematis yang dipilih adalah model hasil penurunan matematis dan identifikasi sistem linier dengan pertimbangan bahwa model matematis hasil dari pemodelan matematis dan identifikasi sistem linier menghasilkan nilai galat kuadrat rerata dan nilai kesesuaian kurva yang sudah cukup baik dan dianggap dapat mewakili dinamika temperatur gas buang ruang bakar. Model matematis yang didapatkan menjelaskan bahwa dinamika temperatur gas buang ruang bakar pada kondisi operasi tunak sesuai dengan batasan ataupun asumsi yang telah ditentukan dipengaruhi oleh masukan utama (faktor utama) berupa laju aliran massa batu bara dan laju aliran massa udara, laju aliran air dan uap yang dipanaskan merupakan gangguan terhadap sistem.

### 3 Kesimpulan

Penelitian mengenai pemodelan dinamika temperatur gas buang ruang bakar ini menghasilkan model matematis dinamika temperatur gas buang ruang bakar tipe CFB boiler dengan pemodelan matematis yang telah berhasil dibuat dan divalidasi dengan nilai kesesuaian kurva sebesar 86,4218% dan nilai galat kuadrat rerata sebesar 0,1632 oC. Selain itu model matematis dinamika temperatur gas buang ruang bakar tipe CFB boiler dengan identifikasi sistem yang telah berhasil dibuat dan divalidasi dengan nilai kesesuaian kurva sebesar 86,8596% dan nilai galat kuadrat rerata sebesar 0,1529 oC.

### 4 Nomenklatur

Lambang	Kuantitas
A	= luas Permukaan
cp	= kalor spesifik
$\dot{E}$	= laju perubahan energi
h	= heat loss in control volume (A, B, C and D)
$\dot{H}$	= laju perubahan entalpi
$\dot{m}$	= laju aliran massa
P	= tekanan

$\dot{Q}$	=	laju perpindahan panas
$T$	=	temperatur
$V$	=	volume
$\dot{W}$	=	laju kerja
$\alpha$	=	coal fraction
$\eta$	=	efficiency of combustion

## 5 Daftar Pustaka

- [1] Muhammad N. A. *Pemodelan Matematis dan Identifikasi Sistem Dinamika Temperatur Gas Buang Ruang Bakar pada CFB Boiler*. Skripsi, Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta. 2015.
- [2] Kari Myohanen. *Modelling of Combustion and Sorbent Reactions in Three-Dimensional Flow Environment of a CFB Boiler*. Disertasi, Lappeenranta University of Technology, Lappeenranta, 2011.
- [3] Qinhui W., Zhongyang L., Xuantian L., Mengxiang F., Mingjiang N., Kefa C. "A Mathematical Model for A CFB Boiler". *Energy*, 24:633-653, 1999.
- [4] J.R. Rodriguez V., R. Rivas P., J. Sotomayor M., J.R. Peran G.. "System Identification of Steam Pressure in A Fire-Tube Boiler". *Computer and Chemical Engineering*, 32:2839-2848, 2008.
- [5] Lennart Ljung. *System Identification- Theory for The User*. Prentice Hall Inc, Sweden, 1999.