

EVALUASI WASTE HEAT BOILER PADA UNIT SULFURIC ACID IIIA PT PETROKIMIA GRESIK, JAWA TIMUR

¹Piety Fairy, ¹Bambang Widiono, ²Muhammad Faishal Ma'arif

¹Jurusan Teknik Kimia, Politeknik Negeri Malang, Jl. Soekarno Hatta No. 9, Malang, Indonesia

²PT Petrokimia Gresik, Jl Jendral A. Yani, Gresik, Indonesia

pietyfairy28@gmail.com, [widionomlg@gmail.com]

ABSTRAK

WHB (*Waste Heat Boiler*) merupakan bejana tertutup yang memanfaatkan panas atau gas buang untuk pembakarannya, panas pembakaran tersebut dialirkan ke air sampai terbentuk air panas atau *steam* yang akan digunakan untuk memutar sudu-sudu pada turbin. WHB Unit IIIA PT. Petrokimia Gresik mempunyai umur yang sudah cukup lama yaitu mulai beroperasi tahun 1974. Umur WHB yang sudah cukup tua ini menyebabkan kinerja menurun. WHB Unit IIIA PT Petrokimia Gresik memanfaatkan gas buang dari *furnace* proses pembakaran belerang cair menjadi gas SO₂, namun kinerja dari WHB belum maksimum. Penelitian ini menggunakan metode perhitungan *heat exchanger* Kern 1983. Berdasarkan hasil evaluasi terhadap nilai *coefficient clean overall* aktual rata-rata 520,90 W/m², *coefficient dirt overall* aktual rata-rata 40,52 W/m², dan *fouling factor* aktual rata-rata 0,0241 m².K/W, dapat disimpulkan bahwa WHB masih layak beroperasi. Namun, jika digunakan terus-menerus tanpa dilakukan pembersihan akan mengurangi kinerja WHB. Oleh karena itu, perlu dilakukan pembersihan secara berkala untuk menjaga kinerja WHB agar tetap beroperasi dengan baik.

Kata kunci: *coefficient clean overall, coefficient dirt overall, fouling factor, waste heat boiler.*

ABSTRACT

WHB (*Waste Heat Boiler*) is a closed vessel that utilizes heat or exhaust gases for its combustion, the combustion heat is flowed into water until hot water or steam is formed which will be used to turn the blades on the turbine. WHB on Unit IIIA PT. Petrokimia Gresik has a long life that is already in operation in 1974. WHB is already old enough to cause performance to decline. WHB on Unit IIIA PT. Petrokimia Gresik utilizes exhaust gases from the furnace to process liquid sulfur combustion into SO₂ gas, but the performance of WHB is not yet maximum. So the supply of steam that is flowed to turn the turbine blades is reduced. This study uses the Kern 1983 heat exchanger calculation method. Based on the evaluation of the actual clean overall coefficient value of 520,90 W/m², the actual average dirt overall coefficient of 40,52 W/m², and fouling factor actual average 0,0241 m².K/W, it can be concluded that WHB is still feasible to operate. However, if used continuously without cleaning will reduce WHB performance. Therefore, it is necessary to do regular cleaning to maintain the WHB's performance so that it keeps operating properly.

Keywords: *coefficient clean overall, coefficient dirt overall, fouling factor, waste heat boiler.*

1. PENDAHULUAN

PT Petrokimia Gresik terdiri dari tiga unit produksi, yaitu Unit produksi I, Unit produksi II, dan Unit produksi III. Pada utilitas unit produksi III kebutuhan steam sebagian dipenuhi oleh *waste heat boiler*. Utilitas ini memanfaatkan *steam* yang dihasilkan dari proses WHB (*Waste Heat Boiler*), dengan memanfaatkan panas dari hasil pembakaran belerang dan oksigen pada *furnace*. Sehingga dilakukan penelitian pada WHB guna menunjang proses *steam* dengan melakukan evaluasi WHB.

Waste Heat Boiler merupakan bejana tertutup yang memanfaatkan limbah panas atau gas buang untuk pembakarannya, dimana panas pembakaran dialirkan ke air sampai terbentuk air panas atau steam yang akan digunakan untuk memutar sudu turbin. WHB pada unit produksi IIIA ini menggunakan limbah panas yang dihasilkan dari reaksi pembakaran belerang dan oksigen menjadi gas SO₂ pada *furnace*. Suhu gas SO₂ yang dihasilkan sangat tinggi yaitu 1042°C, sehingga perlu dilakukan pemanfaatan panas tersebut agar tidak membuang energi. Gas SO₂ dari *furnace* dialirkan pada WHB disisi *tube* sebagai fluida panas, kemudian pada sisi *shell* dialirkan *Boiler Feed Water* (BFW) sebagai fluida dingin yang menangkap panas dari gas SO₂. Dari pertukaran panas yang terjadi di WHB tersebut akan mengubah BFW dari *saturated steam* menjadi *superheated steam*. Zainuddin, dkk melakukan penelitian pada suatu *heat exchanger* dengan tujuan untuk mengetahui kemampuan *shell and multi tube helical coil* HE sebagai pemanas udara dengan memanfaatkan gas buang dari mesin diesel [4]. Pengembangan terhadap *heat exchanger* dilakukan dalam upaya untuk mentatasi permasalahan-permasalahan seperti: laju perpindahan kalor, faktor gesekan, pola aliran fluida kerja, jenis material *heat exchanger*, efektivitas perpindahan kalor, jenis *heat exchanger*. Solusi dari permasalahan tersebut diharapkan dapat meningkatkan efisiensi perpindahan kalor pada *heat exchanger* karena terjadinya pengurangan pada energi yang dibutuhkan atau penurunan terhadap ukuran *heat exchanger* [6]. Pada penelitian Mufid kenaikan *flowrate* air panas mengakibatkan menurunnya *Number of Transfer Unit* (NTU). Hal ini terjadi disebabkan oleh semakin besarnya kapasitas kalor minimum yang diakibatkan oleh kenaikan *flowrate* air panas [7].

Pada penelitian Khatib, dkk [2], kinerja pada sistem WHB berdasarkan siklus rankine. Untuk produksi 1 Ton pupuk membutuhkan 18,23 kg/Ton *steam*. Sedangkan untuk memproduksi 1 Ton *steam* membutuhkan bahan bakar sebesar 1,484 MMBtu/Ton *steam*. *Steam* yang dihasilkan oleh sistem WHB sebesar 68,55 Ton/jam, digunakan untuk menggerakkan turbin pada proses urea sebesar 50.04 Ton/jam, 10 Ton/jam digunakan untuk Recovery urea dan 5 Ton/jam dan loses sebesar 03.51 Ton/jam pada proses turbin.

WHB pabrik IIIA PT.Petrokimia Gresik mempunyai umur yang sudah cukup lama yaitu mulai beroperasi tahun 1974. Umur WHB yang sudah cukup tua ini menyebabkan kinerja menurun, yaitu dari kapasitas maksimum terpasang adalah 91 ton/jam sedangkan operasional adalah 40 ton/jam. Hal tersebut menyebabkan *suplay steam* yang dialirkan untuk memutar sudu turbin tidak maksimum, sehingga perlu dilakukan evaluasi pada WHB tersebut. Evaluasi dilakukan terhadap nilai koefisien *clean overall* (Uc), koefisien *dirt overall* (Ud), *fouling factor* (Rd).

2. METODOLOGI PENELITIAN

Adapun tahapan penelitian sebagai berikut:

2.1. Pengumpulan Data

Pengumpulan data meliputi spesifikasi alat dan desain awal pada WHB yang diperoleh dari Kompartemen Produksi IIIA. Pengambilan sampel yang dilakukan selama 7 hari di *Control Room* pada *Unit Sulfuric Acid* IIIA. Pengambilan sampel meliputi *flowrate* gas SO₂ dan BFW, *temperature in* dan *temperature out shell* dan *tube*.

2.2. Perhitungan

Untuk menghitung *performance* pada alat WHB dapat dilakukan dengan beberapa tahapan penyelesaian menggunakan metode Kern [1] sebagai berikut:

1. Menentukan *Physical properties Fluida* pada bagian *shell* dan *tube* (C_p, μ, k). Untuk menghitung *fouling factor* (R_d) diperlukan data *property* fisis fluida, yaitu: viskositas (μ), kapasitas panas (c_p), konduktivitas termal (k). Data *property* fisis fluida untuk fluida nonviskos ($\mu < 1cp$) dihitung pada suhu rata-rata (Kern, 1983).

$$T_{avg} = \frac{T_1 + T_2}{2} \text{ atau } t_{avg} = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (1)$$

Dimana :

T_{avg} = Suhu rata-rata fluida panas

t_{avg} = Suhu rata-rata fluida dingin

T_1 = Suhu masuk fluida panas

T_2 = Suhu keluar fluida panas

t_1 = Suhu fluida dingin masuk

t_2 = Suhu fluida dingin keluar

2. Menghitung neraca panas fluida

$$Q_{\text{Shell}} = Q_{\text{laten}} = W_s \times L \quad (2)$$

$$Q_{\text{Tube}} = Q_{\text{sensibel}} = W_t \times C_p \times \Delta t \quad (3)$$

Dimana :

W_s = Massa fluida dalam *shell*

W_t = Massa fluida dalam *tube*

C_p = Kalor jenis fluida dalam *shell* atau *tube*

L = Kalor laten fluida

Δt = Perbedaan temperatur fluida dalam *shell* atau *tube*

3. Menghitung beda temperature rata-rata logaritmik (ΔT_{LMTD})

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (4)$$

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad (5)$$

$$S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad (6)$$

$$\Delta T = F_T \times LMTD$$

Dimana :

ΔT_{LMTD} = Beda suhu logaritmik fluida

F_t = Faktor koreksi LMTD

ΔT = Beda temperatur rata-rata

4. Menghitung Temperatur Kalorik (T_c dan t_c)

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) \quad (7)$$

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1) \quad (8)$$

Dimana :

T_c = Temperature kalorik fluida panas

t_c = Temperature kalorik fluida dingin

F_c = Fraksi kalorik

5. Menghitung Koefisien Perpindahan Panas pada bagian *Tube* (h_i dan h_{i0})

- a. Menghitung daerah aliran yang tegak lurus di dalam *tube* (at)

$$at = \frac{Nt \times a't}{144 \times n} \quad (9)$$

Dimana :

- N_T = Jumlah *Tube*
 $a't$ = *Flow area per tube* (in²) (Kern Tabel 10 [1])
 n = Jumlah *tube passes*

b. Menghitung laju alir fluida dingin (G_t)

$$G_t = \frac{w}{at} \quad (10)$$

Dimana :

G_t = *mass velocity* fluida dingin

c. Menghitung *Reynold number* (Re_t)

$$Re_t = \frac{D \times G_t}{\mu} \quad (11)$$

Dimana :

Re_t = Bilangan *Reynold* pada bagian *tube* (tidak bersatuan)

D = ID *tube* (ft), diperoleh dari Lampiran A

d. Mencari nilai j_H

j_H = Faktor untuk *Heat Exchanger* (Kern Fig, 24 [1])

e. Menghitung nilai *Thermal Function* (*Prandl Number*)

$$\left(\frac{C_p \times \mu}{k}\right)^{1/3} \quad (12)$$

Dimana :

C_p = kapasitas panas fluida dalam *tube*

μ = viskositas fluida dalam *tube*

k = konduktivitas *thermal* fluida dalam *tube*

f. Perhitungan *Inside Film Coefficient* (h_i/ϕ)

$$h_i/\phi = j_H \cdot \frac{k}{De} \cdot \left(\frac{C_p \times \mu}{k}\right)^{1/3} \quad (13)$$

$$h_{io} = h_i \times \frac{ID}{OD}$$

Dimana :

j_H = Faktor untuk *Heat Exchanger*

ID = Diameter bagian dalam *shell* (m)

OD = Diameter bagian luar *tube* (m)

6. Menghitung Koefisien Perpindahan Panas pada Bagian *Shell* (h_o)

a. Menghitung *cross flow area* pada bagian *shell* (a_s) dan *tube* (a_t)

$$a' = \pi r^2 \quad (14)$$

$$a_s = a_s' - a_t' \quad (15)$$

$$a_t = \frac{Nt - at'}{n} \quad (16)$$

Dimana :

a' = Luas area *shell/tube*

a_s = *area of shell*

a_t = *area of tube*

Nt = jumlah *tube*

n = jumlah *pass*

b. Menghitung laju alir fluida dingin (G_s)

$$G_s = \frac{W}{a_s} \quad (17)$$

Dimana :

G_s = *mass velocity* fluida pada sisi bagian *shell*

a_s = *cross flow area* pada bagian *shell*

c. Menghitung Reynold Number (Res)

$$Re_s = \frac{De \times G_s}{\mu} \quad (18)$$

Dimana :

Re_s = Bilangan *Reynold* pada bagian *shell* (tidak bersatuan)

De = *Shell side equivalent diameter*

μ = Viskositas termal fluida dalam *shell* (Yaws Tabel 21-1 [3])

d. Mencari nilai j_H

j_H = Faktor untuk *Heat Exchanger* (Kern Fig. 28 [1])

e. Menghitung nilai *Thermal Fuction (Prandl Number)*

$$\left(\frac{c_p \times \mu}{k}\right)^{1/3} \quad (19)$$

Dimana :

c_p = kapasitas panas fluida dalam *shell* (Yaws Tabel 21-1 [3])

μ = viskositas fluida dalam *shell* (Yaws Tabel 21-1 [3])

k = konduktivitas termal fluida dalam *shell* (Yaws Tabel 23-1 [3])

f. Perhitungan *Outside film Coefficient* (h_o/ϕ)

$$h_o/\phi = j_H \cdot \frac{k}{De} \cdot \left(\frac{c_p \times \mu}{k}\right)^{1/3} \quad (20)$$

Dimana :

j_H = Faktor untuk *Heat Exchanger* (Kern Fig. 28 [1])

k = konduktivitas thermal zat

De = *Shell side equivalent diameter*

7. Menghitung *Corrected Cooefficient*

Pada *tube* :

$$\phi_t = (\mu/\mu_w)^{0.14} \quad (21)$$

$$h_{io} = (h_{io}/\phi) \times \phi_t \quad (22)$$

Pada *shell*

$$\phi_s = (\mu/\mu_w)^{0.14} \quad (23)$$

$$h_{io} = (h_o/\phi) \times \phi_s \quad (24)$$

8. Menghitung koefisien perpindahan panas keseluruhan untuk permukaan bersih (U_c)

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} - h_o} \quad (25)$$

9. Menghitung koefisien perpindahan panas keseluruhan untuk permukaan kotor (U_D)

$$U_D = \frac{Q}{Ax\Delta t} \quad (26)$$

$$A = a'' \times L \times N_t \quad (27)$$

Dimana :

Q = Jumlah panas yang dikeluarkan

- A = Luas permukaan
- L = Panjang tube (m)
- Nt = Jumlah tube (buah)
- a'' = Surface per lin ft

10. Menghitung *fouling factor* (Rd)

$$Rd = \frac{Uc-Ud}{Uc \times Ud} \tag{28}$$

11. Perhitungan Pressure Drop

Shell side:

$$\Delta P_s = \frac{f \times G_s^2 \times D_s \times N + 1}{2 \times \rho \times g \times De \times s \times \Phi_s} \tag{29}$$

Dimana :

- ΔP_s = Total Pressure drop pada Shell (psi)
- f = Friction factor Shell (ft²/in²) (Kern Fig. 18 [1])
- G_s = Mass velocity (lb/hr.ft²)
- s = Spec.Gravity
- N + 1 = jumlah lintasan aliran melalui baffle

Tube side:

$$\Delta P_t = \frac{f \times G_t^2 \times L \times n}{2 \times \rho \times g \times D \times s \times \Phi_t} + \frac{4 \times n \times V^2 \times \rho}{s \times 2 \times g'} \tag{30}$$

Dimana :

- ΔP_t = Pressure drop pada tube (psi)
- f = Friction factor tube (ft²/in²) (Kern .Fig 24 [1])
- $\frac{V^2 \times \rho}{2 \times g'}$ = Return pressure loss/pass (psi)
- Spgr = Spec.Gravity
- D = Inside diameter (ft)

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Data aktual dari WHB dan BFW yang digunakan pada PT Petrokimia Gresik dapat dilihat pada Tabel 1 dan Tabel 2 berikut:

Tabel 1. Data spesifikasi alat waste heat boiler

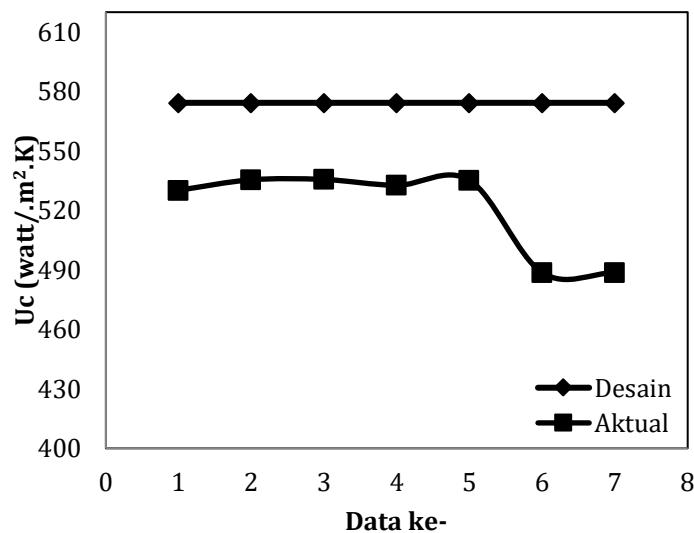
Parameter	Shell		Tube	
	In	Out	In	Out
Fluida	BFW		SO ₂	
Flow rate (kg/hr)	92820		231854,6	
Temperature (°C)	248	248	1042	595
Jumlah pass	1		1	
Inside Diameter (mm)	2950		54,5	
Outside Diameter (mm)	-		63,5	
Jumlah tube			999	
Tebal tube (mm)			4,5	
Panjang tube (mm)			4300	
Pitch (mm)			80	
Tube Pitch			Triangular Pitch	

Tabel 2. Data desain aktual SO₂ dan BFW

Date	Tube (SO ₂)			Shell (BFW)		
	Flowrate (kg/h)	Tin (°C)	Tout (°C)	Flowrate (kg/h)	tin (°C)	tout (°C)
Desain	231854,60	1042	595	92820	248	248
05/07/2019	254626,68	1001	568	81000	220,09	245
06/07/2019	249062,61	947	555	68130	222,53	244
07/07/2019	249878,59	950	550	69300	223,26	244
08/07/2019	230025,12	957	552	70300	221,50	244
09/07/2019	260392,89	962	554	64200	223,12	244
10/07/2019	131603,61	969	553	40780	218,26	242
11/07/2019	132975,42	966	562	40780	210,95	242

3.1. Coefficient Clean Overall

Coefficient Clean Overall (Uc) adalah hantaran perpindahan panas dalam keadaan bersih, sedangkan *Coefficient Dirt Overall* (Ud) adalah hantaran perpindahan *heat exchanger* dalam keadaan kotor. Secara teoritis nilai Uc harus lebih besar daripada nilai Ud. Hal ini dikarenakan perpindahan panas saat WHB dalam keadaan bersih lebih baik daripada dalam keadaan kotor karena masih sedikitnya hambatan yang mengganggu saat proses perpindahan panas terjadi. Hasil perhitungan nilai rata-rata untuk Uc aktual sebesar 520,90 W/m².K sedangkan Uc desain 574,28 W/m².K. hasil perbandingan Uc actual terhadap Uc desain dapat dilihat pada grafik berikut:

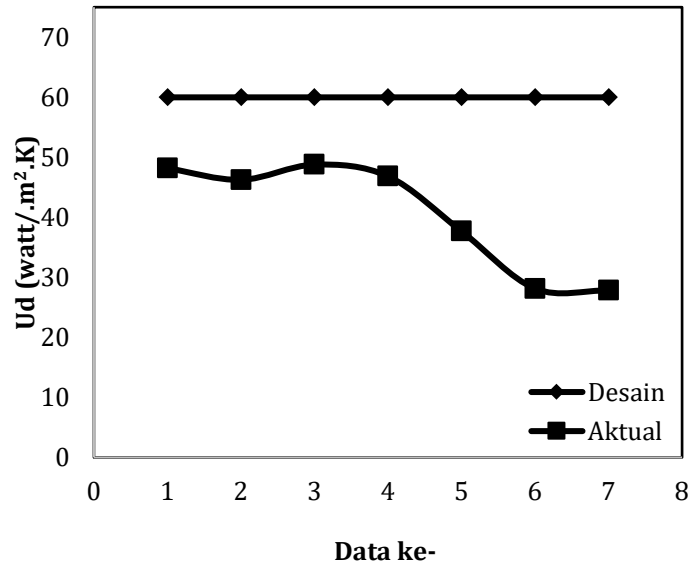


Gambar 1. Kurva perbandingan Uc desain dan aktual

Gambar 1 menunjukkan bahwa Koefisien *Clean Overall* (Uc) pada keadaan aktual lebih kecil dibandingkan pada keadaan desain. Hal ini menandakan bahwa besarnya perpindahan panas dari keseluruhan alat sudah mengalami penurunan dari desain yang dikehendaki. Hal ini akan terus mengurangi performa dari kinerja *Waste Heat Boiler* apabila terus digunakan tanpa adanya *cleaning*.

3.2. Coefficient Dirt Overall

Nilai rata-rata *Coefficient Dirt Overall* (U_d) aktual sebesar $40,52 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Hal tersebut menunjukkan bahwa perhitungan sesuai dengan nilai teori yaitu nilai U_c lebih besar daripada nilai U_d .

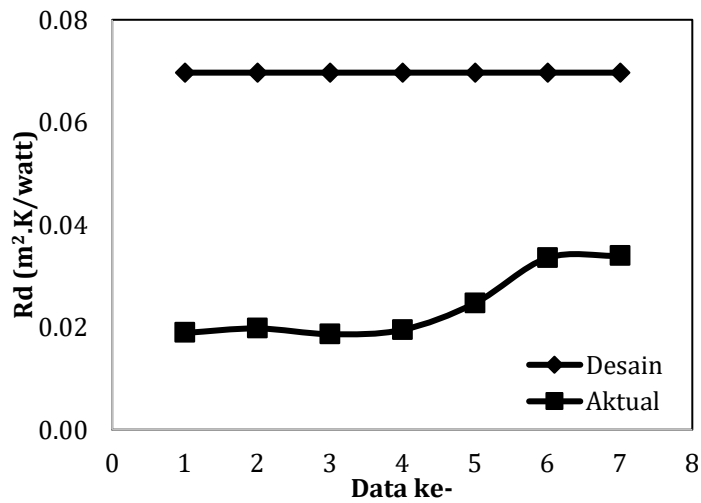


Gambar 2. Kurva perbandingan U_d desain dan aktual

Gambar 2 menunjukkan bahwa nilai U_d keadaan aktual lebih kecil daripada nilai U_d desain. Nilai U_d rata-rata aktual sebesar $40,52 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, sedangkan nilai U_d desain sebesar $59,98 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Hal tersebut menandakan bahwa perpindahan panas pada keadaan kondisi aktual tidak optimal.

3.3. Fouling Factor

Kurva perbandingan *fouling factor* (R_d) antara desain terhadap nilai aktual merupakan parameter yang menunjukkan besarnya pengotor dalam alat penukar panas yang diakibatkan oleh pembentukan lapisan pengotor yang berdampak pada penambahan tahanan terhadap aliran panas. Lapisan ini terbentuk karena adanya produk korosi dari alat penukar panas maupun terdapat endapan yang berasal dari fluida kerja. Nilai R_d ini digunakan sebagai parameter perlu tidaknya *heat exchanger* dibersihkan. Seperti komponen atau mesin yang lain pada umumnya yang memiliki umur pakai, berlaku pula pada *heat exchanger*. Semakin lama *heat exchanger* digunakan akan menyebabkan pengotoran (*fouling*) pada bagian dalam *heat exchanger* tersebut. Lapisan pengotoran ini menyebabkan penambahan tahanan termal dan menyebabkan laju perpindahan panas pada *heat exchanger* berkurang [5], yang pada akhirnya akan berpengaruh pada kinerja dari *heat exchanger* secara khususnya, dan unit booster pada umumnya.



Gambar 3. Kurva perbandingan Rd desain dan aktual

Gambar 3 menunjukkan bahwa nilai Rd aktual lebih besar dari nilai Rd desain. Berdasarkan hasil nilai U_c dan U_d aktual diperoleh nilai Rd aktual. Pada literatur Kern Tabel 12 [1], dengan bahan *boiler feed water* sebagai fluida dingin dan gas SO_2 sebagai fluida panas nilai Rd sebesar $0,01 \text{ ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{Btu}$ atau setara dengan $0,06968 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$. Sedangkan nilai Rd rata-rata aktual sebesar $0,0241 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$. Nilai Rd yang didapatkan menunjukkan adanya kotoran pada alat WHB, akan tetapi nilai Rd actual masih dibawah batas maksimum dari Rd literatur. Hal tersebut membuktikan bahwa kinerja *Waste Heat Boiler* masih layak beroperasi. Akan tetapi perawatan harus tetap dilakukan untuk menjaga efisiensi kerja alat agar tetap pada kondisi optimal dalam jangka waktu lama.

4. KESIMPULAN DAN SARAN

4.1. Kesimpulan

Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa nilai *coefficient clean overall* (U_c) aktual lebih kecil dari desain dengan nilai U_c aktual rata-rata sebesar $520,90 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$. Sedangkan nilai U_c desain $574,28 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$. Nilai *coefficient dirt overall* (U_d) aktual lebih kecil dari nilai desain yaitu nilai U_d aktual rata-rata sebesar $40,52 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ dan U_d desain sebesar $59,98 \text{ W}/\text{jam} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$. Nilai Rd aktual rata-rata sebesar $0,0241 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ masih dibawah batas nilai Rd pada literatur yaitu sebesar $0,06968 \text{ jam} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$. Hal tersebut menunjukkan bahwa WHB masih layak beroperasi, namun jika digunakan terus-menerus tanpa dilakukan pembersihan akan mengurangi kinerja WHB. Oleh karena itu perlu dilakukan pembersihan secara berkala untuk menjaga kinerja WHB agar tetap beroperasi dengan baik.

4.2. Saran

Salah satu faktor terbentuknya kotoran yaitu adanya suspensi partikel koloid dalam BFW yang tidak terendapkan sempurna pada proses flokulasi dan koagulasi. Oleh karena itu perlu dilakukan penambahan koagulan dengan maksimal agar proses flokulasi dan koagulasi berjalan optimal.

REFERENSI

- [1] Kern, D.Q., 1983, *Process Heat Transfer*, McGraw Hill International Book Company, Japan.
- [2] Khatib, Moh., Ridho Hantoro dan Sarwono, 2014, *Audit Energi Pada WHB (Waste Heat Boiler) untuk Pemenuhan Kebutuhan Steam pada Proses Urea (Studi Kasus pada PT. Petrokimia-Grasik) Jawa Timur*, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [3] Yaws, C. L., 1999, *Chemical Properties Handbook*, McGraw-Hill, New York.
- [4] Zainuddin., Nurdin, J., Is, E. 2016. *The Heat Exchanger Performance of Shell and Multi Tube Helical Coil as a Heater through the Utilization of a Diesel Machine's Exhaust Gas*. Aceh International Journal of Science and Technology. 5(1), 21-29.
- [5] Cengel, Y.A. 2006. *Heat Transfer: A Practical Approach* (2nd Ed). Ohio: McGraw- Hill Higher Education.
- [6] M. Thirumarimurugan, T. Kannadasan, E. Ramasany, *Simulation studies on a cross flow plate turbulator heat exchanger*, Am. J. Appl. Sci., vol. 5, no. 10, hal. 13181321, 2008.
- [7] Mufid, Arif Rahman Hakim dan Bambang Widiono. 2019. *Pengaruh Pitch Turbulator terhadap NTU Double Pipe Heat Exchanger*, Jurnal Teknik Kimia dan Lingkungan, Vol 3, No. 1, Politeknik Negeri Malang.