

# **ANALISIS EFISIENSI KINERJA *JUICE HEATER I* TIPE *SHELL DAN TUBE* PADA STASIUN PEMURNIAN PG KREBET BARU I MALANG**

Hafizhah Rizqia Putri<sup>1</sup>, Heny Dewajani<sup>1</sup>, Novan Cipta Prihanto<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Jurusan Teknik Kimia, Politeknik Negeri Malang, Jl. Soekarno Hatta No. 9, Malang 65141, Indonesia

<sup>2</sup>PT Rajawali Nusantara Indonesia PG Kribet Baru I Malang, Jl. Raya Kribet, RT. 07/RW. 02 No. 5, Kribet, Kec. Bululawang, Kabupaten Malang, Jawa Timur 65171, Indonesia  
hafizhahrizqiaputri03@gmail.com ; [heny.dewajani@polinema.ac.id]

## **ABSTRAK**

*Juice heater I* merupakan salah satu alat pemanas utama di pabrik gula yang berperan penting dalam peningkatan suhu nira sebelum memasuki proses sulfitasi. Pemanasan ini penting untuk mempercepat reaksi kimia dan menghambat pertumbuhan mikroorganisme pada nira mentah pada industri gula. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis efisiensi kinerja alat *juice heater I* tipe *shell dan tube heat exchanger* di PG Kribet Baru I Malang. Evaluasi dilakukan berdasarkan tiga parameter utama, yaitu nilai *fouling factor* ( $R_d$ ), *pressure drop*, dan persentase efisiensi *thermal*. Data yang dianalisis meliputi suhu masuk dan keluar nira, suhu *steam*, suhu kondensat, serta laju alir fluida. Hasil analisis menunjukkan nilai *fouling factor* ( $R_d$ ) aktual tercatat sebesar 0,000210 h.ft<sup>2</sup>.°F/BTU sedangkan nilai *fouling factor* ( $R_d$ ) desain sebesar 0,001 h.ft<sup>2</sup>.°F/BTU yang mengindikasikan kondisi permukaan penukar panas relatif bersih. *Pressure drop* aktual berada pada nilai 2,422 bar sedikit dibawah batas maksimum yang diizinkan yakni sebesar 2,5 bar. Sementara itu, nilai efisiensi *thermal juice heater I* mencapai 93,284%, menunjukkan performa pemanasan yang cukup optimal. Berdasarkan hasil tersebut, dapat disimpulkan bahwa alat *juice heater I* masih berfungsi dengan efisien, namun tetap perlu dilakukan pemantauan serta pemeliharaan secara rutin untuk menjaga stabilitas kinerja. Penelitian ini diharapkan dapat menjadi referensi teknis dalam upaya evaluasi dan peningkatan efisiensi proses pemurnian nira di industri gula.

**Kata kunci:** efisiensi termal, *fouling factor*, *juice heater*, PG Kribet Baru I, *shell dan tube*

## **ABSTRACT**

*Juice heater I* is one of the main heating devices at the clarification station, playing a crucial role in increasing the temperature of the sap before it enters the sulfitation process. This heating is important to accelerate chemical reactions and inhibit the growth of microorganisms in the raw sap. This study aims to analyze the efficiency performance of the *Juice heater I*, which uses a *shell dan tube heat exchanger* type at PG. Kribet Baru I Malang. The evaluation is based on three main parameters: *fouling factor* ( $R_d$ ), *pressure drop*, dan *thermal efficiency percentage*. The data analyzed includes the inlet dan outlet sap temperature, steam temperature, condensate temperature, dan fluid flow rate. The analysis results show that the actual *fouling factor* ( $R_d$ ) value is recorded at 0.000210 hr.ft<sup>2</sup>.°F/BTU, while the design *fouling factor* ( $R_d$ ) value is 0.001 hr.ft<sup>2</sup>.°F/BTU, indicating that the heat exchanger surface condition is relatively clean. The actual *pressure drop* is recorded at 2.422 bar, slightly below the maximum allowed value of 2.5 bar. Meanwhile, the thermal efficiency of *Juice heater I* reaches 94.284%, indicating a relatively optimal heating performance. Based on these results, it can be concluded that the *Juice heater I* is still functioning efficiently, though regular monitoring dan maintenance are required to maintain performance stability. This study is expected to serve as a technical reference for the evaluation dan improvement of sap clarification process efficiency in the sugar industry.

**Keywords:** thermal efficiency, *fouling factor*, *juice heater*, PG Kribet Baru I, *shell dan tube*

---

Corresponding author: Heny Dewajani

Jurusan Teknik Kimia, Politeknik Negeri Malang

Jl. Soekarno-Hatta No. 9, Malang 65141, Indonesia

E-mail: heny.dewajani@polinema.ac.id



## 1. PENDAHULUAN

Perkembangan zaman dan juga teknologi yang terjadi di Indonesia membuat banyak perusahaan menjadi saling bersaing untuk dapat memperluas jangkauan pasar produknya kepada masyarakat. Tak dapat di hindari bahwasanya banyak produk serupa yang tersebar luas di pasaran. Salah satu produk yang menjadi kebutuhan pokok masyarakat dengan jumlah ketersediaan produk yang melimpah adalah gula [1]. Tingginya penggunaan gula untuk memenuhi kebutuhan masyarakat membuat produsen saling bersaing untuk menghasilkan gula yang sesuai dengan keinginan konsumen. Berdasarkan data statistik gula indonesia pada tahun 2022 dari Badan Pusat Statistik (BPS) menunjukkan bahwa produksi gula nasional mengalami kenaikan 2,31% dibandingkan tahun sebelumnya [2]. Untuk mencapai tujuan tersebut, maka diperlukan upaya untuk dapat menghasilkan produk dengan kualitas yang tinggi. Kualitas yang dihasilkan oleh masing-masing produsen tentunya mempunyai hasil yang berbeda-beda. Hal ini tentunya akan menjadi tuntutan tersendiri bagi industri untuk dapat memaksimalkan produktivitasnya serta memastikan bahwa kualitas produk yang dihasilkan sudah baik dan tentunya memenuhi Standar Nasional Indonesia Gula yakni SNI 3140-3:2020.

Proses produksi gula pada PG Kribet Baru I Malang melewati beberapa unit stasiun utama secara berurutan. Tahap pertama adalah stasiun persiapan, yang berfungsi untuk mengecek kualitas bahan baku tebu sebelum masuk ke proses selanjutnya. Tahap kedua adalah stasiun penggilingan, yang bertujuan untuk pemerah nira dari tebu melalui proses mekanis. Selanjutnya, pada stasiun pemurnian, dilakukan pemisahan nira dari zat-zat pengotor dengan tujuan memperoleh nira yang jernih serta mengekstraksi sukrosa sebanyak mungkin. Proses berlanjut ke stasiun penguapan, yaitu tahap di mana kandungan air dalam nira diuapkan sebanyak-banyaknya untuk meningkatkan konsentrasi sukrosa. Setelah itu, nira kental diproses di stasiun masakan untuk membentuk kristal gula. Kristal yang terbentuk kemudian dipisahkan dari *mother liquor* yang merupakan produk samping di stasiun putaran. Terakhir, gula yang telah dikristalisasi masuk ke stasiun penyelesaian untuk dilakukan pengemasan dan penyimpanan produk akhir [3].

*Juice heater* (pemanas nira) merupakan salah satu alat penukar panas yang digunakan untuk menaikkan suhu nira sebelum masuk ke tahap pemurnian dalam proses produksi gula. Tahapan pemurnian merupakan salah satu tahapan paling penting untuk dapat menghasilkan gula dengan kualitas yang baik. *Juice heater* yang digunakan merupakan alat penukar panas tipe *shell dan tube* yang berfungsi untuk mentransfer energi panas (kalor) dari sumber panas (uap) ke nira mentah melalui permukaan bidang pemanas, sehingga meningkatkan laju perpindahan panas yang dapat mempercepat terjadinya reaksi kimia selama proses pemanasan [4]. Selain itu, tahap ini bertujuan untuk mengurangi risiko pecahnya sukrosa dan terbentuknya gula reduksi, sekaligus menghilangkan sebanyak mungkin komponen non-gula dari nira mentah agar kerugian dapat diminimalkan [5]. Proses transfer panas ini memungkinkan suhu nira mentah meningkat hingga mencapai tingkat tertentu sebelum memasuki proses sulfatasi (pengendapan zat pengotor) dan penurunan viskositas nira yang berfungsi untuk meningkatkan efisiensi proses pemurnian pada pabrik gula [6].

Penurunan kinerja alat *juice heater* dapat disebabkan oleh terbentuknya kerak, terjadinya korosi, kebocoran, maupun aliran fluida yang semakin lama akan menyebabkan

friksi terhadap dinding alat [7]. Penurunan kinerja ini bisa di tinjau dari beberapa parameter yakni nilai *pressure drop* yang tinggi dan *fouling factor* (Rd) yang melebihi batas nilainya. Permasalahan yang terjadi pada *heat exchanger* akan sangat berpengaruh pada nilai efisiensi dari proses perpindahan panas yang terjadi [8]. Semakin besar terjadinya *fouling* (pengotoran) dibagian dalam *heat exchanger* maka akan menyebabkan penurunan kinerjanya yang ditunjukkan melalui besarnya laju perpindahan panas dan penurunan nilai efektivitas [9].

Peran penting *juice heater* I pada proses produksi gula, menyebabkan kinerja dari alat tersebut harus terus dijaga agar tetap optimal dan bekerja dengan baik. Penelitian ini dilakukan dengan tujuan untuk menganalisis kinerja serta efektivitas *juice heater* I dengan fokus pada peninjauan nilai pengotoran (*fouling*), *pressure drop*, efisiensi *thermal* yang selanjutnya dievaluasi untuk mengetahui dampak yang ditimbulkan akibat adanya pengotoran tersebut.

## 2. METODOLOGI PENELITIAN

### 2.1. Teknik Pengumpulan Data

Penelitian ini dilakukan di PG Kribet Baru I yang terletak di Kabupaten Malang dengan menggunakan teknik pengumpulan data yang dilakukan dengan cara melakukan observasi secara langsung di industri.

### 2.2. Data Analisis

Untuk menghitung *fouling factor* (Rd) pada Juice Heater I, diperlukan informasi dari data aktual dan data desain. Data aktual meliputi laju alir, suhu masuk/keluar, *specific gravity* nira mentah dan uap pemanas. Data design mencakup spesifikasi alat (E-210), seperti luas permukaan pemanas, suhu, tekanan operasi, dan kapasitas pemanasan. Data ini digunakan untuk perhitungan luas pemanas dan evaluasi efisiensi alat. Perhitungan menggunakan *Handbook Heat Exchanger* [10]. Data aktual yang digunakan merupakan data produksi pada tanggal 19 September 2024.

**Tabel 1.** Data desain *juice heater* I

| Uraian                    | Shell           |             |        | Tube            |       |        |
|---------------------------|-----------------|-------------|--------|-----------------|-------|--------|
|                           | Simbol          | Nilai       | Satuan | Simbol          | Nilai | Satuan |
| Diameter luar             | OD <sub>S</sub> | 30,8        | Inch   | OD <sub>T</sub> | 0,75  | Inch   |
| Diameter dalam            | ID <sub>S</sub> | 29          | Inch   | ID <sub>T</sub> | 0,630 | inch   |
| Jumlah <i>baffle</i>      | N               |             | Unit   |                 |       |        |
| Jumlah <i>pass</i>        | n               | 6           | pass   |                 |       |        |
| Jenis fluida              |                 | Nira mentah |        |                 |       |        |
| BWG                       |                 | 17          |        |                 |       |        |
| Jarak antar <i>tube</i>   |                 |             |        | C'              | 0,25  | inch   |
| Panjang <i>tube</i>       |                 |             |        | L               | 10    | ft     |
| Jumlah <i>tube</i>        |                 |             |        | N <sub>T</sub>  | 640   | Unit   |
| <i>Pitch triangular</i>   |                 |             |        | Pt              | 0,938 | Inch   |
| Jarak antar <i>baffle</i> |                 |             |        | B               | 12    | inch   |

**Tabel 2.** Data kondisi operasi *juice heater* I

| Uraian               | <i>Shell</i> |         | <i>Tube</i>  |             | Satuan                                 |
|----------------------|--------------|---------|--------------|-------------|----------------------------------------|
|                      | Simbol       | Nilai   | Simbol       | Nilai       |                                        |
| Flow rate            | $W_S$        | 181,05  | $W_T$        | 100         | $m^3/h$                                |
| Suhu masuk           | $T_1$        | 248     | $t_1$        | 107,6       | $^{\circ}F$                            |
| Suhu keluar          | $T_2$        | 194     | $t_2$        | 158         | $^{\circ}F$                            |
| Selisih suhu         | $\Delta T$   | 54      | $\Delta t$   | 50,4        | $^{\circ}F$                            |
| Specific Gravity     | $SG_S$       | 0,459   | $SG_T$       | 1,056       |                                        |
| Maks. Pressure drop  | $\Delta P_S$ | 0,5-1,5 | $\Delta P_T$ | 0,5-2       | bar                                    |
| Maks. fouling factor |              |         | $R_d$        | 0,005-0,012 | jam.ft <sup>2</sup> . $^{\circ}F$ /BTU |

### 2.3. Metode Perhitungan

Berdasarkan data aktual dan data teoritis yang sudah didapatkan kemudian dilakukan perhitungan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

#### 2.3.1. Heat duty

*Heat duty* adalah besarnya panas yang dapat di transfer dari fluida panas (*steam*) ke fluida dingin (nira mentah) pada *juice heater* I dengan perhitungan menggunakan rumus:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (1)$$

Keterangan:

$Q$  = jumlah panas yang dipindahkan (BTU/jam)

$m$  = laju alir nira mentah (lb/jam)

$C_p$  = kapasitas kalor (BTU/lb. $^{\circ}F$ )

$\Delta T$  = selisih antara suhu masuk dan keluar dari nira mentah( $^{\circ}F$ )

#### 2.3.2. LMTD (Log Mean Temperature Difference)

LMTD digunakan untuk menentukan nilai perbedaan *temperature* yang akan terjadi didalam *juice heater* I, dihitung menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{2,3 \log \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (2)$$

Keterangan:

$\Delta T_{LMTD}$  = perbedaan temperatur rata-rata secara logaritmik ( $^{\circ}F$ )

$T_1$  = suhu *steam* ( $^{\circ}F$ )

$T_2$  = suhu kondensat ( $^{\circ}F$ )

$t_1$  = suhu nira mentah masuk ( $^{\circ}F$ )

$t_2$  = suhu nira mentah keluar( $^{\circ}F$ )

#### 2.3.3. LMTD Correction Factor ( $F_T$ )

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (3)$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (4)$$

Hasil perhitungan dapat diketahui nilai  $F_T$  dengan plot titik pada grafik di *hdanbook* Kern (1965) Fig. 18, sehingga diperoleh [10]:

$$\Delta T_m = F_T \times \Delta T_{LMTD} \quad (5)$$

Keterangan:

$\Delta T_m$  = perbedaan temperatur rata-rata aktual pada *heat exchanger* ( $^{\circ}\text{F}$ )

$F_T$  = factor koreksi

$\Delta T_{LMTD}$  = perbedaan temperatur rata-rata secara logaritmik ( $^{\circ}\text{F}$ )

#### 2.3.4. Temperature Caloric ( $T_c$ )

*Temperature caloric* adalah *temperature* yang sesuai dengan masing-masing *steam*. Sebelum menghitung nilai *temperature caloric* diperlukan penentuan nilai konstanta panas ( $K_C$ ) dan factor kalori ( $F_C$ ) yang didapatkan dari grafik pada Fig. 17 *Hdanbook* Kern, 1965 [10]. Selanjutnya, nilai  $T_c$  dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

a. Sisi *Shell* ( $T_C$ ) – Fluida Panas

$$T_C = T_2 + F_C (T_1 - T_2) \quad (6)$$

b. Sisi *Tube* ( $t_c$ ) – Fluida Dingin

$$t_c = t_1 + F_C (t_2 - t_1) \quad (7)$$

Keterangan:

$F_C$  = fraksi *caloric* ( $^{\circ}\text{F}$ )

$K_C$  = konstanta *caloric* ( $^{\circ}\text{F}$ )

#### 2.3.5. Flow area

*Flow area* adalah besarnya daerah kontak yang dilalui oleh masing-masing fluida. *Flow area* dari masing-masing *shell* dan *tube* dapat di hitung dengan menggunakan rumus:

a. Sisi *Shell* ( $\alpha_S$ ) – Fluida Panas

$$\alpha_S = \frac{ID_S \times C' \times B}{144 \times P_T} \quad (8)$$

Keterangan

$ID_S$  = diameter dalam *shell* (inch)

$C'$  = jarak dinding antar pipa

$B$  = *baffle space* (inch)

$P_T$  = *tube pitch* (inch)

b. Sisi *Tube* ( $\alpha_T$ ) – Fluida Dingin

$$\alpha_T = \frac{N_T \times \alpha't}{144 \times n} \quad (9)$$

Keterangan:

$N_T$  = jumlah pipa *tube*

$\alpha't$  = luas lubang *tube* (inch)

$n$  = jumlah lintasan *tube* (inch)

### 2.3.6. Kecepatan Laju Massa (G)

Kecepatan laju massa merupakan kecepatan massa dari masing-masing fluida. Kecepatan laju massa dapat dihitung menggunakan rumus:

a. Sisi *Shell* ( $G_S$ ) – Fluida Panas

$$G_S = \frac{W_S}{\alpha_S} \quad (10)$$

b. Sisi *Tube* ( $G_T$ ) – Fluida Dingin

$$G_T = \frac{W_T}{\alpha_T} \quad (11)$$

Keterangan:

$W$  : Laju alir fluida (lb/jam.ft<sup>2</sup>)

$\alpha$  : *Flow area* (ft<sup>2</sup>)

### 2.3.7. Bilangan Reynold (Re)

Perhitungan diawali dengan menghitung diameter ekuivalen *shell* ( $D_e$ ) dengan menggunakan rumus:

$$d_e = \frac{4\left(\frac{P_T}{2} \times 0,87P_T - \frac{\pi}{2} \times \frac{d_o^2}{4}\right)}{\frac{\pi d_o^2}{2}} \quad (12)$$

Keterangan:

$d_e$  = diameter ekuivalen *shell side* (ft)

$P_T$  = *tube pitch* (ft)

$D_o$  = diameter luar tube (ft)

Nilai bilangan Reynold dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

a. Sisi *Shell* ( $Re_S$ ) – Fluida Panas

$$Re_S = \frac{d \times G_S}{\mu} \quad (13)$$

b. Sisi *Tube* ( $Re_T$ ) – Fluida Dingin

$$Re_T = \frac{d \times G_T}{\mu} \quad (14)$$

Keterangan:

$G$  = laju alir massa (lb/jam.ft<sup>2</sup>)

$\mu$  = viskositas fluida (cp)

### 2.3.8. Koefisien Perpindahan Panas (jH)

Untuk mengetahui nilai koefisien perpindahan panas dapat dilihat melalui grafik Fig. 28 [10].

#### 1. Bilangan Prandtl (Pr)

Untuk dapat mengetahui nilai Bilangan Prandtl diperlukan perhitungan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{K} \quad (15)$$

Keterangan:

K = thermal conductivity (BTU/jam.ft<sup>2</sup>.°F/ft)

Untuk nilai K didapatkan dari Fig. 1 *Handbook* Kern, 1965 [10].

#### 2. Koefisien Panas (h)

a. Koefisien perpindahan panas luar *tube* (h<sub>o</sub>) – Fluida Panas

$$\frac{hi}{\phi_s} = jH_s \left( \frac{k_s}{De} \right) (Pr_s)^{\frac{1}{3}} \quad (16)$$

Keterangan:

$\frac{hi}{\phi_s}$  = koefisien perpindahan panas diluar *tube* (Btu/jam.ft<sup>2</sup>.°F)

jH = faktor perpindahan panas pada *shell side*

Pr = bilangan Prandtl

De = diameter ekuivalen (ft)

b. Dinding *Tube* (h<sub>io</sub>) – Fluida Dingin

Sebelum menghitung koefisien panas pada dinding *tube*, perlu di hitung terlebih dahulu koefisien panas pada bagian dalam *tube* dengan menggunakan rumus:

$$\frac{hi}{\phi_t} = jH_t \left( \frac{k_t}{ID_t} \right) (Pr_t)^{\frac{1}{3}} \quad (17)$$

Kemudian, dapat dihitung koefisien panas pada dinding *tube* dengan menggunakan rumus:

$$h_{io} = \frac{hi}{\phi_t} \times \frac{ID_t}{OD_t} \quad (18)$$

Keterangan:

jH<sub>s</sub> = Konstanta perpindahan panas pada sisi *shell*

jH<sub>t</sub> = Konstanta perpindahan panas pada sisi *tube*

k = Thermal conductivity fluida (Btu/jam.ft<sup>2</sup>.°F)

ID<sub>t</sub> = Inside diameter of *tube* (ft)

OD<sub>t</sub> = Outside diameter of *tube* (ft)

### 2.3.9. Viskositas Fluida Bagian Luar dan Dalam Tube

Untuk bagian *shell dan tube*, ratio viskositas fluida bagian luar dan dalam tube di hitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\phi_s = \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0,14} \quad (19)$$

Keterangan:

$\mu_w$  = viskositas fluida di shell, tube side pada temperatur dinding tube (lb/jam.ft)

sehingga koefisien perpindahan panas terkoreksi sebagai berikut:

$$h_o = \frac{h_o}{\phi_s} \times \phi_s \quad (20)$$

$$h_i = \frac{h_o}{\phi_t} \times \phi_t \quad (21)$$

Maka,

$$h_{io} = \frac{ID_T}{OD_T} \times h_i \quad (22)$$

### 2.3.10. Clean Overall heat transfer Coefficient ( $U_c$ )

*Clean overall heat transfer coefficient* ( $U_c$ ) adalah nilai koefisien perpindahan panas ketika alat berkerja dalam keadaan tidak terdapat endapan maupun kotoran (dalam keadaan bersih). Nilai  $U_c$  dapat di hitung menggunakan rumus:

$$U_c = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} \quad (23)$$

Keterangan:

$h_o$  = koefisien perpindahan panas dinding luar tube (Btu/jam.ft<sup>2</sup>.°F)

$h_i$  = film coefficient tube terkoreksi (Btu/jam.ft<sup>2</sup>.°F)

### 2.3.11. Coefficient Dirt Overall ( $U_d$ )

*Heat transfer coefficient design* ( $U_d$ ) adalah nilai yang menyatakan koefisien perpindahan panas ketika alat berkerja dalam keadaan terdapat endapan maupun kotoran. Sebelum menghitung nilai  $U_d$  perlu dilakukan perhitungan untuk mendapatkan nilai luas pemanas (A) dengan menggunakan rumus:

$$A = N_T \times L \times a'' \quad (24)$$

Keterangan:

$N_T$  = number of tube

$a''$  = flow area per tube (in<sup>2</sup>)

$L$  = length of tube (in)

Sehingga, Nilai  $U_d$  dapat di hitung menggunakan rumus:

$$U_d = \frac{Q_{tube}}{A \times \Delta T_{LMTD}} \quad (25)$$

### 2.3.12. Faktor Pengotor (*Dirt/Fouling factor*)

*Fouling factor* ( $R_d$ ) merupakan kondisi di mana terjadi penumpukan padatan atau kotoran yang tidak diinginkan pada permukaan alat yang bersentuhan dengan fluida di dalam sistem. *Fouling factor* ini dapat dipengaruhi oleh berbagai aspek, seperti jenis fluida, *temperature*, material *tube* yang digunakan, serta kecepatan aliran selama proses berlangsung. Nilai dari faktor pengotor ( $R_d$ ) dapat ditentukan melalui perhitungan dengan menggunakan rumus:

$$R_d = \frac{U_C - U_d}{U_C \times U_d} \quad (26)$$

Keterangan:

$U_d$  = *design overall coefficient* (Btu/jam.ft<sup>2</sup>.°F)

$U_C$  = *clean overall heat transfer coefficient* (Btu/jam.ft<sup>2</sup>.°F)

### 2.3.13. *Pressure drop*

*Pressure drop* merupakan penurunan tekanan maksimal yang diperbolehkan pada alat berupa heat exchanger apabila suatu fluida melaluinya. Penurunan tekanan ini akan semakin besar seiring dengan bertambahnya nilai *fouling factor* pada HE. Hal ini dikarenakan mendandakan bahwa HE sudah terlalu lama digunakan. Sebelum menghitung nilai *pressure drop*, perlu di hitung nilai  $f$ . Nilai  $f$  dapat diperoleh pada grafik Fig. 19 Hdanbook Kern, 1965 [10] dengan mengeplotkan nilai  $N_{re}$  dari masing-masing aliran yakni *shell dan tube*. Sehingga, nilai *pressure drop* dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

a. Shell ( $\Delta P_s$ ) – Fluida Panas

$$\Delta P_s = \frac{f_s \times G_s^2 \times ID_s \times (N+1)}{5,22 \times 10^2 \times d_e \times s \times \phi_s} \quad (27)$$

b. Tube ( $\Delta P_t$ ) – Fluida Dingin

$$\Delta P_t = \frac{f_t \times G_t^2 \times ID_t \times (N+1)}{5,22 \times 10^2 \times D \times s \times \phi_t} \quad (28)$$

Kemudian perlu dihitung  $\Delta P_T$  untuk dapat menghitung *pressure drop* pada *tube* dengan rumus:

$$\Delta P_r = \frac{4n}{s} \times \frac{v^2}{2g'} \quad (29)$$

Sehingga *pressure drop* pada *tube* dapat dihitung menggunakan rumus:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (30)$$

Keterangan:

$\Delta P_t$  = Penurunan tekanan pada tube (psi)

$\Delta P_r$  = Penurunan tekanan pada bagian return (psi)

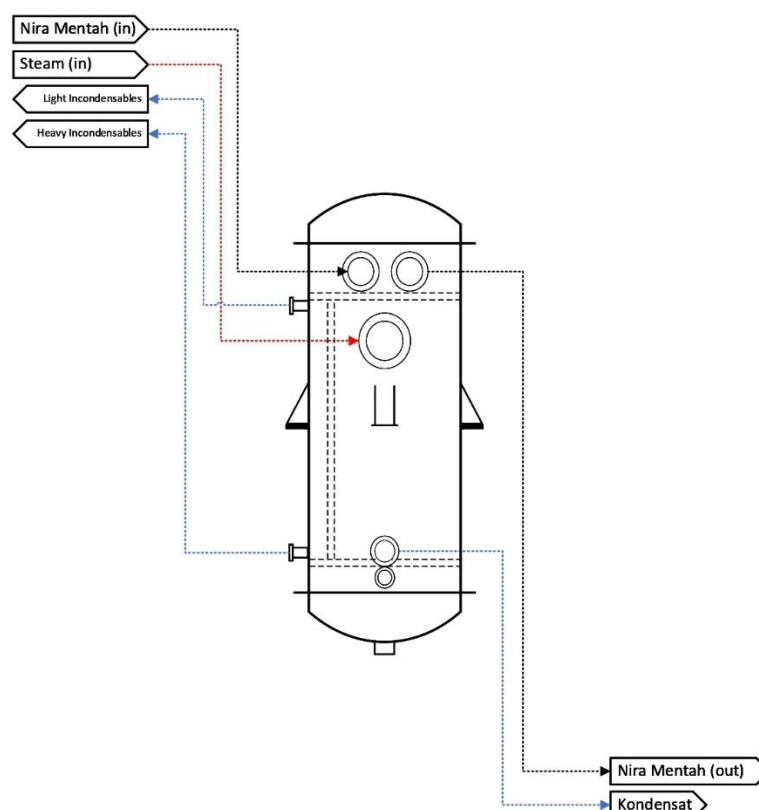
$\Delta P_T$  = Penurunan tekanan total pada tube (psi)

$\Delta P_s$  = Penurunan tekanan pada shell (psi)

|          |                                                           |
|----------|-----------------------------------------------------------|
| GT       | = Flow rate massa pada sisi shell (lb/h.ft <sup>2</sup> ) |
| L        | = Panjang sisi tube dalam satuan (ft)                     |
| $\phi_t$ | = Perbandingan viskositas pada tube                       |
| $\phi_s$ | = Perbandingan viskositas pada shell                      |
| de       | = Ekuivalen diameter shell (ft)                           |
| s        | = specific gravity                                        |
| v        | = Kecepatan Aliran (fps)                                  |
| g        | = Percepatan gravitasi (ft/s <sup>2</sup> )               |
| n        | = Jumlah baffle di bagian shell                           |
| n        | = Banyaknya aliran pada tube                              |
| B        | = Jarak antar baffle (in)                                 |
| f        | = Nilai faktor friksi (sq ft)                             |

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Alat yang digunakan pada stasiun pemurnian salah satunya adalah *Juice heater I* berupa *heat exchanger*. Fungsi dari alat *Juice heater I* ini adalah untuk menaikkan suhu nira mentah sebelum dilakukan proses sulfitasi. Salah satu jenis alat *heat exchanger* yang umum digunakan adalah *shell dan tube heat exchanger*. Ciri khas dari *shell dan tube heat exchanger* adalah adanya sejumlah “*Tube*” yang terletak di dalam bagian “*Shell*” [11]. Skema alat Juice Heater disajikan pada Gambar 1.



**Gambar 1.** Skema Alat Juice Heater I

Alat ini terdiri dari sebuah *shell* yang berbentuk silindris dibagian luar dan sejumlah *tube* dibagian dalam, dimana dalam penentuan penempatan fluida pada bagian *shell* maupun *tube* dilakukan berdasarkan *cleanability*, korosif, tekanan, suhu, kuantitas, sediment, dan masih terdapat beberapa metode lagi dalam pemilihan penempatan fluida. Sehingga terjadi peprindahan panas antara aliran fluida didalam *tube* maupun *shell*. Pemilihan penempatan fluida yang tepat dapat menghemat biaya operasional serta perawatan.

Perancangan alat *heat exchanger* berupa *juice heater* akan selalu ditambahkan sebuah faktor untuk mengantisipasi adanya deposit kotoran maupun kerak yang biasa disebut dengan *fouling factor* ( $R_d$ ). Hal ini merupakan akibat dari gesekan antara fluida dengan dinding pipa HE [12]. Apabila mesin *juice heater* yang digunakan telah dalam jangka waktu yang cukup panjang, maka kotoran-kotoran yang terbawa oleh fluida akan terakumulasi pada bagian dalam dan luar pipa *juice heater*. Sehingga akan menyebabkan pengurangan luas bidang kontak antara fluida panas dengan fluida dingin akibat dari penebalan zat pengotor (*fouling*) yang akan semakin bertambah dalam sisi *tube* dan akan menyebabkan kemampuan transfer panas yang terjadi akan menurun juga [13]. Oleh karena itu, alat *juice heater* harus dibersihkan saat *plant* edang tidak beroperasi untuk dapat mengembalikan efisiensinya sehingga mesin akan bekerja secara optimal kembali. Hal ini juga menunjukkan bahwa apabila nilai  $R_d$  perhitungan (*deposited*) lebih besar dibandingkan nilai  $R_d$  desain (*allowed*), maka *juice heater* dapat dikategorikan belum mampu memenuhi kebutuhan transfer panas yang setara, sehingga diperlukan tindakan pembersihan.

**Tabel 3.** Data Hasil Perhitungan Evaluasi *Juice heater* I

| Uraian                          | <i>Shell</i>      |                   | <i>Tube</i> |                  | Satuan                   |
|---------------------------------|-------------------|-------------------|-------------|------------------|--------------------------|
|                                 | Simbol            | Nilai             | Simbol      | Nilai            |                          |
| Neraca Panas                    | $Q_s$             | 7.588.484.911,855 | $Q_T$       | 7.536.286.007,97 | BTU/h                    |
| LMTD                            | $\Delta T_{LMTD}$ | 85,64             |             |                  | $^{\circ}F$              |
| Caloric Temperature             | $T_c$             | 650,434           | $t_c$       | 25,729           | K                        |
| Flow area                       | $\alpha_s$        | 0,00448           | $\alpha_T$  | 0,00162          | $ft^2$                   |
| KLaju alir massa                | $G_s$             | 65.929.986,759    | $G_T$       | 100.911.040,565  | $lb/h.ft^2.^{\circ}F$    |
| Viskositas                      | $\mu_s$           | 8,47              | $\mu_T$     | 8,422            | Lb/ft.h                  |
| Diameter                        | $d_e$             | 0,09              | $D$         | 0,005            | ft                       |
| Bilangan reynold                | $Re_s$            | 730.835,77        | $Re_T$      | 629.076,379      |                          |
| Koefisien <i>heat exchanger</i> | $h_o$             | 4.835,77          | $h_{iO}$    | 781.036,8116     | $BTU/jam.ft^2.^{\circ}F$ |
| Coefficient clean overall       | $U_c$             | 2.986.613,985     |             |                  | $BTU/jam.ft^2.^{\circ}F$ |
| Coefficient Dirt Overall        | $U_d$             | 525.485,974       |             |                  | $BTU/jam.ft^2.^{\circ}F$ |
| Fouling factor                  | $R_d$             | 0,000210          |             |                  | $jam.ft^2.$              |

| Uraian                   | Shell        |        | Tube         |       | Satuan                        |
|--------------------------|--------------|--------|--------------|-------|-------------------------------|
|                          | Simbol       | Nilai  | Simbol       | Nilai |                               |
| Efisiensi <i>thermal</i> | $\eta$       | 93,284 |              |       | $^{\circ}\text{F}/\text{BTU}$ |
| <i>Pressure drop</i>     | $\Delta P_s$ | 1,1    | $\Delta P_T$ | 1,322 | %<br>bar                      |

Berdasarkan hasil perhitungan nilai efisiensi dari alat *juice heater* I pada Tabel 3. dapat diketahui beberapa parameter yang dapat mempengaruhi efisiensinya sebagai berikut [14]:

### 3.1. Coefficient Clean Overall

*Coefficient Clean Overall* ( $U_c$ ) merupakan kecepatan perpindahan panas pada kondisi bersih, di mana belum terjadi pembentukan kerak. Nilai koefisien ini mencerminkan efisiensi perpindahan panas dalam situasi ideal tanpa adanya gangguan. Sementara itu, *Coefficient Dirt Overall* ( $U_d$ ) menggambarkan kecepatan perpindahan panas ketika sudah terdapat hambatan maupun zat pengotor. Secara teoritis, seharusnya nilai  $U_c$  harus lebih besar dari nilai  $U_d$ . Berdasarkan hasil perhitungan, nilai  $U_c$  aktual yang didapatkan sebesar 2.986.613,985 BTU/jam.ft<sup>2</sup>. $^{\circ}\text{F}$ . Sedangkan berdasarkan hasil perhitungan, nilai  $U_d$  aktual sebesar 525.485,974 BTU/jam.ft<sup>2</sup>. $^{\circ}\text{F}$ . Secara teori, perpindahan panas pada *heat exchanger* yang berada dalam kondisi bersih seharusnya berlangsung lebih optimal dibandingkan saat dalam kondisi kotor, karena jumlah zat pengotor yang menempel pada pipa *heat exchanger* masih sangat sedikit, sehingga efisiensi perpindahan panas menjadi lebih tinggi.

### 3.2. Coefficient Dirt Overall

Nilai  $U_d$  aktual yang didapatkan sebesar 525.485,974 BTU/jam.ft<sup>2</sup>. $^{\circ}\text{F}$ . Hal ini menunjukkan bahwa perhitungan aktual yang didapatkan sudah sesuai dengan teori. Dimana nilai  $U_c$  harus lebih besar dibandingkan dengan nilai  $U_d$ . Pernyataan ini disebabkan oleh fakta bahwa perpindahan panas dalam kondisi kotor harus lebih rendah dibandingkan dengan perpindahan panas dalam kondisi bersih. Penyebab dari tingginya nilai *dirt coefficient* ini disebabkan oleh timbulnya kerak yang menempel pada dinding bagian dalam maupun luar dari *tube* sehingga akan menghambat terjadinya perpindahan panas. Kotoran maupun kerak tersebut kemungkinan berupa zat pengotor yang terkandung pada nira hasil perahan pada stasiun gilingan. Selain itu, tingginya nilai *dirt coefficient* juga bisa disebabkan oleh karat pada logam *tube* akibat terjadinya korosi.

### 3.3. Fouling factor

*Fouling factor* ( $R_d$ ) adalah nilai yang menggambarkan seberapa besar faktor pengotor akibat endapan atau zat pengotor yang menghasilkan resistansi tambahan terhadap aliran panas. Berdasarkan hasil perhitungan, nilai  $R_d$  aktual yang didapatkan sebesar 0,000210 h. ft<sup>2</sup>. $^{\circ}\text{F}/\text{BTU}$ , sedangkan nilai  $R_d$  desain adalah 0,001 jam.ft<sup>2</sup>. $^{\circ}\text{F}/\text{BTU}$ . Hal ini menunjukkan bahwa nilai yang didapatkan sudah dibawah dari batas nilai *fouling factor*. *Fouling factor* yang melebihi batas yang diizinkan akan menambah beban dan waktu yang dibutuhkan, yang pada akhirnya dapat mengurangi kinerja *heat exchanger* seiring dengan berjalannya waktu [15]. Menurut penelitian yang dilakukan oleh Widodo, dkk. (2021) faktor kekotoran dan korosi merupakan salah satu faktor terpenting yang akan mempengaruhi kinerja alat *juice heater* dikarenakan masalah ini akan berpengaruh sangat besar pada faktor

ekonomi. Sehingga evaluasi dari alat *juice heater* ini harus selalu dipantau sehingga tidak akan berpengaruh pada biaya dan efektivitas dari *juice heater* [20].

### 3.4. Pressure Drop

*Pressure drop* merupakan faktor penting yang turut menentukan kinerja *shell dan tube heat exchanger* [17]. Pada jenis alat ini *pressure drop* memiliki pengaruh terhadap proses pemompaan, karena penurunan tekanan dapat mengurangi kebutuhan daya pada pompa, yang pada akhirnya dapat menekan biaya operasional serta meningkatkan efisiensi sistem. Nilai *pressure drop* sendiri bisa ditingkatkan dengan cara memilih jenis *baffle* yang sesuai serta menyesuaikan diameter dan tinggi *shell dan tube* berdasarkan karakteristik fluida yang digunakan [18].

Berdasarkan hasil perhitungan analisa efisiensi *Juice heater* I pada Tabel 3. Didapatkan nilai *pressure drop* pada *shell* sebesar 1,1 bar dan pada *tube* sebesar 1,322 bar. Untuk nilai *pressure drop* total pada alat *Juice heater* I didapatkan nilai sebesar 2,422 bar, sedangkan untuk nilai *pressure drop* maksimal yang diizinkan adalah sebesar 2,5 bar. Nilai *pressure drop* aktual yang didapatkan masih dibawah dari batas yang diizinkan.

### 3.5. Efisiensi Juice Heater

*Juice heater* I pada stasiun pemurnian di PG Krebet Baru I ini digunakan untuk memindahkan panas dari *steam* yang berasal dari uap bekas ke nira mentah sebelum dilakukan proses sulfitasi. Persentase efisiensi dari alat *Juice heater* I ini diperoleh berdasarkan hasil perhitungan dengan cara membandingkan jumlah panas yang terserap oleh *tube* terhadap total panas yang ditransfer dari *shell* [19]. Berdasarkan hasil perhitungan, nilai efisiensi alat yang didapatkan sebesar 93,284%. Mengamati dari hasil nilai efisiensi yang didapatkan, menunjukkan bahwa *Juice heater* I masih bekerja secara sangat optimal.

Berdasarkan hasil perhitungan efisiensi kinerja alat *juice heater* I ini, didapatkan hasil yang baik dikarenakan nilai yang didapatkan tidak melebihi batas maksimal nilai yang diperbolehkan. Namun, proses cleaning pada alat *juice heater* I ini tetap diperlukan dan dilakukan secara berkala. Akumulasi kotoran pada area kontak menjadi penyebab utama peningkatan nilai *fouling factor*, yang secara bertahap mengurangi laju transfer panas pada unit *juice heater* I. Hal ini sejalan dengan penelitian yang dilakukan oleh Nugroho, dkk. (2021) terkait evaluasi faktor kekotoran pada Heat Exchanger-03 di HALSDM Migas Cepu. Penelitian tersebut menunjukkan bahwa nilai *fouling factor* yang diperoleh sebesar 0,00311 Btu/jam·ft<sup>2</sup>·°F, yang melebihi nilai desain sebesar 0,003 Btu/jam·ft<sup>2</sup>·°F. Meskipun demikian, nilai tersebut masih berada dalam batas toleransi yang diperbolehkan, yaitu sekitar 8,27% dari nilai desain (dalam rentang 5–10%). Oleh karena itu, heat exchanger masih dinyatakan layak beroperasi, namun disarankan untuk dilakukan pembersihan agar kinerja perpindahan panas dapat kembali optimal [16].

Penelitian yang dilakukan oleh Nugroho, dkk. (2017) terhadap kinerja pada *heat exchanger* di PT Petrokimia Gresik, dihitung faktor kekotoran pada *heat exchanger* yang menghasilkan nilai faktor kekotoran aktual sebesar 0,00712 ft<sup>2</sup>·jam·°F/BTU, sedangkan nilai faktor kekotoran yang diizinkan adalah 0,007 ft<sup>2</sup>·jam·°F/BTU. Berdasarkan hasil perhitungan tersebut, dapat disimpulkan bahwa kinerja *heat exchanger* tersebut masih tergolong efisien, karena nilai faktor kekotoran aktual yang diperoleh masih berada dalam batas yang diperbolehkan [16].

Dari beberapa perbandingan penelitian sebelumnya, hasil evaluasi terhadap alat *Juice heater* I menunjukkan bahwa alat tersebut masih berfungsi dengan optimal. Namun, tetap diperlukan pembersihan secara rutin agar *Juice heater* I dapat beroperasi secara stabil dan optimal, yang pada akhirnya dapat mengurangi biaya operasional yang tidak perlu.

#### 4. KESIMPULAN DAN SARAN

Berdasarkan hasil penelitian ini, dapat disimpulkan bahwa kinerja alat *Juice heater* I masih berada dalam kondisi optimal. Hal ini terlihat dari beberapa parameter, yaitu efisiensi yang tercatat sebesar 93,284%, nilai *fouling factor* (Rd) aktual sebesar 0,000210 jam.ft<sup>2</sup>.°F/BTU, sedangkan nilai Rd desain sebesar 0,001 h. ft<sup>2</sup>. °F/BTU. Ini menunjukkan bahwa nilai yang diperoleh sudah berada di bawah batas yang ditetapkan untuk *fouling factor*. Selain itu, nilai *pressure drop* aktual tercatat sebesar 2,422 bar, sementara nilai yang diizinkan adalah 2,5 bar. Dengan demikian, dapat disimpulkan bahwa *Juice heater* I memerlukan perawatan berkala agar kinerjanya tetap terjaga dan optimal.

Sebagai saran untuk penelitian atau studi literatur selanjutnya, disarankan untuk melakukan analisis kinerja alat dalam rentang waktu yang lebih panjang guna mengetahui tren penurunan performa akibat *fouling* secara lebih komprehensif. Selain itu, penelitian selanjutnya dapat mempertimbangkan variasi kondisi operasi, seperti perubahan laju alir, temperatur masuk, dan jenis fluida, untuk mengevaluasi pengaruhnya terhadap efisiensi dan *pressure drop*. Penggunaan metode atau software simulasi juga dapat dikembangkan untuk memprediksi umur operasi optimal sebelum dilakukan *cleaning*. Di samping itu, studi lanjutan dapat difokuskan pada analisis ekonomi terkait frekuensi perawatan (*maintenance*) yang paling efektif dan efisien, sehingga dapat diperoleh strategi operasional yang tidak hanya menjaga kinerja alat tetap optimal, tetapi juga meminimalkan biaya operasional.

#### REFERENSI

- [1] V. Azrimultiya, S. Ghania, dan K. Khatimah, "Analisis Keseimbangan dan Efisiensi Ekonomi Industri Gula Indonesia," *Journal Of Development Economic and Digitalization*, Vol. 4, No. 1, Hal. 135–148, 2025.
- [2] Badan Pusat Statistik, "Statistik Tebu Indonesia 2022," *Sustain.*, Vol. 113, 2023.
- [3] F. D. H. Putri, Y. Maryanty, dan A. A. Widodo, "Analisis Alat Defekator Pada Stasiun Pemurnian Pabrik Gula Jatiroto Dengan Kapasitas Giling 7000 Tcd," *Distilat Jurnal Teknologi Separasi*, Vol. 8, No. 3, Hal. 444–450, 2023.
- [4] N. Fauziyyah, R. Irwansyah, I. Eryafdi, S. Manurung, W. Sholihat, F. Corrina, Suharmiyati, C. Naingolan, L. Ahmadi, K. Listya, A. Bairizki, T. Hidayadi, M. Prabowo, L. Pattiapon, F. Utami, *Akuntansi Biaya*, 1st Ed., No. January. Widina Bhakti Persada Bandung, 2021.
- [5] Endrizal dan A. Meilin, "Prospek dan Pengelolaan Tanaman Tebu 'PoJ 2878 Agribun Kerinci' Sebagai Penghasil Gula Merah Di Kabupaten Kerinci, Provinsi Jambi," *Jurnal Ilmiah Ilmu Terapan Universitas Jambi*, Vol. 6, No. 2, Hal. 212–228, 2022.
- [6] S. Siagian, "Analisa Efektivitas Alat Penukar Kalor Jenis *Shell and Tube* Hasil Perencanaan Mahasiswa Skala Laboratorium," *Bina Teknologi*, Vol. 12, No. 2, Hal. 211, 2017.

- [7] K. P. Ni'mah, F. Fitriah, dan D. A. Sari, "Performance Of An Air-Cooled Heat Exchanger In A Separation Unit Based On Fouling Factor and Pressure Drop," *Reka Buana Jurnal Ilmiah Teknik Sipil dan Teknik Kimia*, Vol. 8, No. 2, Hal. 128–139, 2023.
- [8] M. Mufid, A. R. Hakim, dan B. Widiono, "Pengaruh Pitch Turbulator Terhadap Ntu Pada Double Pipe Heat Exchanger," *Jurnal Teknik Kimia dan Lingkungan.*, Vol. 3, No. 1, Hal. 27–33, 2019.
- [9] J. Sudrajat, "Analisa Kinerja Heat Exchanger Shell & Tube Pada Sistem Cog Booster Di Intergrated Steel Mill Krakatau," *Jurnal Teknik Mesin*, Vol. 6, No. 3, 2017.
- [10] D. Q. Kern, *Process Heat Transfer*, 1st Ed. New York, Ny, Usa: Mcgraw-Hill, 1965.
- [11] S. Malani dan C. S. Hasannah, "Analisis Efisiensi Kinerja Heat Exchanger Tipe *Shell and Tube* Berdasarkan Parameter Laju Alir dan *Fouling Factor*," *Jurnal Ilmiah Universitas Batanghari Jambi*, Vol. 24, No. 2, Hal. 1314, 2024.
- [12] T. Yasunaga, T. Noguchi, T. Morisaki, dan Y. Ikegami, "Basic Heat Exchanger Performance Evaluation Method On Otec," *Journal Of Marine Science and Engineering*, Vol. 6, No. 2, 2018.
- [13] M. J. Kim, S. R. Lee, S. Yoon, dan G. H. Go, "Thermal Performance Evaluation and Parametric Study Of A Horizontal Ground Heat Exchanger," *Geothermics*, Vol. 60, Hal. 134–143, 2016.
- [14] M. R. Zain dan A. Mustain, "Evaluasi Efisiensi Heat Exchanger (He - 4000) Dengan Metode Kern," *Distilat Jurnal Teknologi Separasi*, Vol. 6, No. 2, Hal. 415–421, 2023.
- [15] H. N. Sari, I. M. Arsana, dan M. Hidayatulloh, "Pengaruh *Fouling Factor* Terhadap Performa Heat Exchanger Tipe *Shell dan Tube*," *Journal Mekanova Mekanikal Inovasi dan Teknologi*, Vol. 8, No. 1, Hal. 55, 2022.
- [16] D. P. Nugroho, S. Rulianah, R. Raharjo, dan C. Sindhuwati, "Evaluasi Faktor Kekotoran Pada Heat Exchanger – 03 Crude Distillation Unit Di Halsdm Migas Cepu," *Distilat Jurnal Teknologi Separasi*, Vol. 8, No. 1, Hal. 64–71, 2023.
- [17] A. Nurrahman dan A. Mokhtar, "Evaluasi Kinerja Heat Exchanger *Shell and Tube* Sebagai Pemanasan Awal Pada Industri Migas," *Seminar Keinsinyuran Program Studi Program Profesi Insinyur*, Vol. 2, No. 1, Hal. 92–98, 2022.
- [18] P. Bichkar, O. Ddangaval, P. Dalvi, R. Godase, dan T. Dey, "Study Of *Shell and Tube* Heat Exchanger With The Effect Of Types Of Baffles," *Procedia Manufacturing*, Vol. 20, No. January 2018, Hal. 195–200, 2018.
- [19] A. Shahab dan Anggi Wahyuningsi, "Evaluasi Kinerja Heat Exchanger - 003 Di Pusat Pengembangan Sumber Daya Manusia Minyak dan Gas Bumi (Halsdm Migas Cepu)," *Journal Of Innovation Research and Knowledge*, Vol. 2, No. 8, Hal. 3229–3242, 2023.
- [20] A. T. Wahyudi, F. Leestiana, dan R. Widodo, "Evaluasi Kinerja Heat Exchanger Pada Fasilitas Kilang Halsdm Migas Dengan Metode Perhitungan *Fouling Factor*," *Majalah Ilmiah Swara Patra*, Vol. 12, No. 1, 2022.
- [21] D. A. Suryani, F. Hamzah, dan V. S. Johan, "Variasi Waktu Aktivasi Terhadap Kualitas Karbon Aktif Tempurung Kelapa," *Jurnal Online Mahasiswa Fakultas Pertanian Universitas Riau*, Vol. 5, No. 1, Hal. 1–10, 2018.
- [22] Standar Nasional Indonesia, "Tata Cara Teknik Operasional Pengelolaan Sampah Perkotaan," 2002.