

## ANALISIS EFEKTIVITAS PENGERING KONVEKTIF LIMBAH PANAS RUMPUT LAUT DENGAN HEAT INPUT BERBEDA

Nur Zuhraini<sup>1)</sup>, Nicolas Titahelu<sup>2)\*</sup>, Jonny Latuny<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup>Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Ambon, 97234

[1:nurzuhrainixx@gmail.com](mailto:nurzuhrainixx@gmail.com)

<sup>2)</sup>Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura Ambon 97234

[2:tiathelun@gmail.com](mailto:tiathelun@gmail.com)

<sup>3)</sup>S1 Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura Ambon 97234

[3:jonny.latuny@staff.unpatti.ac.id](mailto:jonny.latuny@staff.unpatti.ac.id)

**Abstrak** Penelitian ini berfokus pada penerapan *tube bak staggered heat exchanger* sebagai sistem pemulihan limbah panas untuk memanfaatkan limbah panas dari pengering konveksi pada suhu < 55°C. Penelitian ini bertujuan untuk mendapatkan masukan panas yang efektif dan memaksimalkan efisiensi untuk mempersingkat waktu pengeringan dan menghemat konsumsi daya. Metode penelitian eksperimental adalah dengan mengubah nilai masukan panas dari 400W menjadi 800W pada kondisi kecepatan angin 2 m/s, suhu media pengering 50°C, dan kelembaban relatif konstan 30% pada kondisi pengoperasian sebelum dan sesudah penggunaan pemulihan limbah panas. Mengambil data berupa suhu, kecepatan udara, kelembaban relatif, dan masukan panas setelah kondisi tunak tercapai. Hasil percobaan menunjukkan bahwa efisiensi menurun seiring dengan bertambahnya masukan panas, pada kondisi operasi sebelum dan sesudah penerapan *waste heat recovery*, efisiensi maksimum pada masukan panas 400 W masing-masing sebesar 59,54% dan 62,61%. Waktu pengeringan minimum rumput laut adalah 1035 dan 975 menit pada input panas 800W masing-masing pada kondisi sebelum dan sesudah penerapan pemulihan panas limbah. Penghematan daya maksimum pada input panas 400 W adalah 414 KWh atau 1,52 %. Hasil penelitian menunjukkan bahwa pengering konveksi dengan fungsi *waste heat recovery* dapat digunakan untuk mengeringkan rumput laut, pada kondisi operasi masukan panas 400 W efisiensi sebesar 62,61%, waktu pengeringan 1140 menit, dan penghematan daya sebesar 414 KWh atau 1,52 %

Kata kunci: Efektivitas, Masukan panas, Pemulihan limbah panas, Pengering konvektif, Penukar Kalor Tube bank Staggereed

**Abstract** This research focuses on the application of a staggered tube bundle heat exchanger as a waste heat recovery system to utilize waste heat from convection dryers at temperatures < 55°C. This research aims to obtain effective heat input and maximize efficiency to shorten drying time and save power consumption. The experimental research method is to change the heat input value from 400W to 800W under conditions of wind speed of 2 m/s, drying media temperature of 50°C, and constant relative humidity of 30% under operating conditions before and after the use of waste heat recovery. Retrieve data in the form of temperature, air speed, relative humidity, and heat input after steady conditions are reached. The experimental results show that efficiency decreases with increasing heat input, in operating conditions before and after the application of waste heat recovery, the maximum efficiency at 400 W heat input is 91.45% and 95.92% respectively. The minimum drying time for seaweed is 1035 and 975 minutes at a heat input of 800W under conditions before and after the application of waste heat recovery, respectively. Maximum power savings at 400 W heat input is 414KWh or 1,52 %. The research results show that a convection dryer with a waste heat recovery function can be used to dry seaweed, under operating conditions with a heat input of 400 W, the efficiency is 62,61%, %, the drying time is 1140 minutes, and the power savings are 414 KWh or 1,52%

Keywords: Effectiveness, Heat input, Waste heat recovery, Convective dryer, Staggereed Tube bank Heat Exchanger

## 1. PENDAHULUAN

Indonesia memiliki lebih dari lima ratus jenis rumput laut [1], diantaranya yang bernilai ekonomis adalah alga merah (*Rhodophyceae*) sebagai penghasil agar dan karagenan, sedangkan algacoklat (*Phaeophyceae*) sebagai penghasil alginat [2]. Umumnya jenis rumput laut merah yakni *Eucheuma cottonii* yang dibudidayakan di provinsi Maluku [3] dan merupakan komoditas ekspor yang potensial dalam meningkatkan kesejahteraan masyarakat pesisir [4]. Produksi rumput laut kering di Maluku tahun 2022 meningkat sebesar 24,5% dari tahun sebelumnya [5], dimana permintaan rumput laut terus meningkat sebesar 5-10% untuk memenuhi industri dalam negeri dan ekspor [6]. Tingginya kadar air rumput laut basah 93% [7], sedangkan kadar air rumput laut kering yang distandarkan oleh SNI maksimum 30% untuk *Eucheuma cottonii* [8]. Pengeringan rumput laut merupakan proses pascapanen hasil produksi yang paling kritis sebelum dapat digunakan dalam industri pengolahan [9]. Dimana pengeringan melibatkan introduksi perpindahan panas dan massa secara simultan guna menghilangkan molekul air dari produk selama proses pengeringan [10], namun menghilangkan molekul air selama proses pengeringan membutuhkan sejumlah besar energi panas laten yang tinggi [11].

Pengeringan rumput laut direkomendasikan dengan metode pengering konvektif karena biaya produksi yang rendah untuk komunitas pembudidaya di Negara Berpenghasilan rendah dan menengah [12] menghasilkan Tingkat fenolik lebih tinggi, potensi antioksidan hingga 79,68%, kualitas warna pada suhu 50 °C [13]. Metode pengeringan konvektif industri mengkonsumsi 20-25% dari total energi yang disuplai [14] dan sebaliknya sekitar 30-40% energi terbuang sia-sia ke lingkungan sebagai limbah panas [15], dimana suhu limbah panas dari pengering konvektif biasanya <55°C [16]. Limbah panas merupakan energi panas yang dihasilkan dalam proses pembakaran bahan bakar atau reaksi kimia yang tidak lagi dimanfaatkan secara efektif dan akhirnya dibuang ke lingkungan [17], dimana energi limbah panas biasanya berasal dari bahan bakar fosil yang akan berdampak pada emisi gas rumah kaca yang mengakibatkan masalah lingkungan seperti pemanasan global, perubahan iklim, hujan asam dan kerusakan ozon di stratosfer [12], [18] [20]. Fakta menunjukkan bahwa lebih dari 50% energi yang digunakan terbuang sia-sia sebagai

limbah panas dapat dimanfaatkan sebagai sumber energi [21]. Teknologi konversi energi pemulihan limbah panas, salah satunya menggunakan penukar kalor [22], dimana tipe penukar kalor antara lain penukar kalor pelat [23], penukar kalor pipa panas [24], penukar kalor *shell and serpentine* tube [25], penukar kalor tube bank [26]–[28] dan penukar kalor *shell and tube* [29].

Berbagai publikasi kajian ilmiah terkait dengan meningkatkan kinerja termal pengering konvektif diantaranya kajian eksperimental perpindahan panas konveksi natural pengering konvektif cengkeh dengan memvariasikan masukan panas 400 hingga 600 W, ternyata semakin besar masukan panas maka laju perpindahan panas meningkat signifikan sebesar 55,22% dan maksimum pada masukan panas 550 W sebesar 888,09 W dengan 97,44% didominasi oleh perpindahan panas udara [30]. Kajian eksperimental perpindahan panas konveksi paksa pengering konvektif bunga cengkeh dengan memvariasikan masukan panas 400 hingga 600 W, ternyata karakteristik perpindahan panas konveksi paksa semakin meningkat seiring dengan membesarnya masukan panas hal ini terjari pada masukan panas <550 W dan waktu pengeringan semakin minimal sebesar 9 jam [31]. Kajian pengering rumput laut dengan sistem udara dehumidifikasi menggunakan adsorber silika gel dengan memvariasikan suhu 40 hingga 70 °C selama 2 hingga 4 jam, ternyata efisiensi optimum diperoleh selama 4 jam pada suhu 50 °C sebesar 91,50% [32]. Kajian eksperimental efek berbagai metode pengeringan (sinar matahari, kabinet dan pneumatik) terhadap karakteristik fisikokimia bubuk labu kuning, ternyata metode pengeringan secara signifikan mempengaruhi kadar air dan modulus kehalusan tepung labu, dimana pengering pneumatik menunjukkan hasil terbaik untuk menghasilkan bubuk labu dengan mempertahankan warna dan nilai gizinya [33]. Kajian karakteristik dan model matematika kurva pengeringan dengan menggunakan pengering konvektif [34]–[36]. Kajian efek laju kondensasi pati sagu menggunakan pengering konvektif [37]. Kajian pengeringan rumput laut menggunakan metode pengeringan mekanik [38]–[41].

Meskipun sudah banyak penelitian mengenai pengering konvektif untuk berbagai produk pengering yang berhubungan dengan perpindahan panas natural dan paksa serta efektivitas, namun belum banyak informasi

mengenai efektivitas pengering konvektif limbah panas rumput laut, dimana limbah panas dari pengering dimanfaatkan sebagai fluida panas untuk memanaskan udara sekeliling sebagai fluida dingin. Inovasi terbaru yang digunakan dalam studi ini adalah penerapan penular kalor susunan *staggered* sirip pelat datar sebagai sistem pemulihan limbah panas. Kajian ini dengan memvariasikan masukan panas ( $Q^*$ ) 400 hingga 800 W pada kecepatan udara 2 m/s [42], kelembaban relatif 30% [7] dan suhu 50 °C [36] konstan. Selanjutnya data yang diperoleh dari pengukuran eksperimen akan dianalisis secara teoritis guna mendapatkan perpindahan panas evaporasi dan perpindahan panas heater yang akan digunakan dalam perhitungan efektivitas. Koefisien konveksi paksa dianggap sebagai batas kondisi untuk permukaan dalam pengering konvektif, sedangkan konveksi alami dianggap sebagai batas kondisi untuk permukaan luar pengering konvektif.

Penelitian ini bertujuan untuk memperoleh masukan panas yang efektif dimana efektivitas pengering konvektif limbah panas maksimal, memperoleh waktu pengeringan serta konsumsi daya listrik minimum untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah penerapan sistem pemulihan limbah panas.

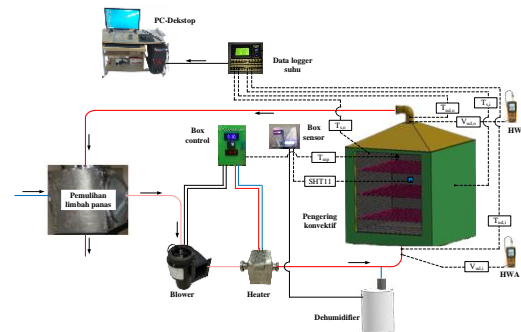
**2.BAHAN DAN METODE**

**2.1 Peralatan dan pengaturan eksperimen**

Pada gambar 1 menunjukkan sebuah sistem pengering konvektif untuk limbah panas. Sistem ini terdiri dari dua komponen utama, yaitu pengering konvektif dan penular kalor dengan susunan tabung-tabung sebagai bagian dari proses pemulihan limbah panas. Bagian-bagian penyusun pengering convective waste heat menggunakan material stainless steel G.304, (pengering dan casing tube bank)

Saluran udara masuk terbuat dari *stainless steel* dengan ukuran 0.0508 meter, saluran udara keluar menggunakan aluminium fleksibel metalizeducting dengan ukuran 0.3048 meter. Setelah diproduksi, suplai dan pembuangan udara dalam saluran secara terisolasi sempurna, dengan tujuan mencegah panas yang hilang dari permukaan luar saluran udara ke lingkungan sekitar. Mengisolasi dengan menggunakan busa poliuretan (PUF) sebagai lapisan pertama dan pita asbes sebagai lapisan kedua. Bagian bawah pengering konveksi dilapisi dengan pelat berlubang bergelombang, dengan tujuan

mencapai aliran udara yang merata untuk mengeringkan media di ruang pengering.



Gambar 1. Skema pengering konvektif limbah panas.

Dalam ruang pengering, dindingnya dilapisi dengan isolator asbes dengan ketebalan 0.3 m di semua sisi, termasuk samping kiri, samping kanan, belakang, bawah, dan atas. Ini menyebabkan dinding tersebut dipandang sebagai dinding yang tidak memperbolehkan perpindahan panas, sedangkan sisi depan tidak memiliki pelapis isolator dan dipandang sebagai dinding dengan temperatur yang konstan. Di depan pengering konvektif terdapat kaca yang berfungsi untuk mengendalikan kondisi di dalam ruangan pengering. Tabel 1 memaparkan karakteristik geometri pengering konvektif yang telah dimanfaatkan dalam penelitian ini.

Tabel 1. Karakteristik geometri pengering Konvektif limbah panas

Parameter	Nilai
Panjang ( $P_{cd}$ ), m	0,59
Lebar ( $L_{cd}$ ), m	0,59
Tinggi (H), m	0,62
Jumlah Rak, buah	3
Kapasitas Pengering, kg	3
Jarak Rak, m	0,125
Diameter Saluran Masuk ( $d_i$ ), m	0,0508
Diameter Saluran Keluar ( $d_o$ ), m	0,0508

Komponen yang mendukung dalam pengoperasian pengering konvektif limbah panas adalah pemanas sauna yang berfungsi sebagai pemanas udara pengering dengan daya 1000 W. Penentuan daya pemanas dilakukan menggunakan PWM (*Pulse Wide Modulator*) yang dihubungkan dengan pengatur suhu TX4S-14s.

*Blower* sentrifugal kecil model MC.DE.125 digunakan untuk mensirkulasikan media pengering. Untuk mengatur kecepatan *blower* menggunakan PWM dan mendapatkan nilai putaran dalam RPM dengan menggunakan tachometer.

Data logger termokopel dengan 16 saluran yang memiliki toleransi ± 1 °C, digunakan untuk mengukur suhu media pengering pada beberapa bagian, yaitu saluran masuk, keluar saluran, ruang pengering, dinding adiabatik, dan dinding isothermal. Segala pengukuran suhu dilakukan dengan menggunakan termokopel tipe-K yang terhubung ke data logger suhu yang memiliki 16 saluran. Kalibrasi termokopel dilakukan pada suhu udara 100 derajat Celcius. Anemometer kawat panas tipe GM8903 digunakan untuk mengukur secara akurat kecepatan media masuk dan keluar dalam pengering. Memiliki toleransi ±3% ±0,1 digit. Data pencatatan yang dapat diukur seperti suhu, kecepatan, kelembaban, dan masukan panas dimulai setelah kondisi operasi mencapai kestabilan.

**2.2 Prosedur percobaan**

Percobaan diawali dengan mengatur suhu pengeringan selama ±20-25 menit hingga pengering mencapai 50°C, kelembaban (RH) 30%, kecepatan media pengering (v) 2 m/s konstan dan bervariasi masukan panas (Q\*) 400-800 W. menunggu suhu pengering dan kelembaban mencapai stedi, akan disiapkan slice rumput laut untuk ketiga rak dimana masing-masing rak berkapasitas 1 Kg, kemudian dikeringkan secara natural hingga berat awal rumput laut mencapai 930 gram (93%). Setelah suhu pengering tercapai, maka produk rumput laut dimasukkan kedalam ruang pengering dan proses pengambilan data dimulai, dimana data yang diambil berupa suhu (udara dan dinding), kecepatan udara, tegangan listrik, dan arus listrik dilakukan dalam selang 15 menit. Percobaan akan selesai jika kadar air rumput laut telah mencapai 20% dari berat awal, kemudian matikan alat uji dan didinginkan. Kemudian mengeluarkan produk pengering rumput laut dari dalam pengering konvektif untuk proses pendinginan secara natural. Selanjutnya proses pengujian akan dilakukan berdasarkan Tabel 2 rentang parameter operasional pengering konvektif.

Tabel 2. Rentang parameter operasional pengering konvektif limbah panas

Parameter	Rentang
Kecepatan (v) m/s	2
Kelembaban (RH) %	30
Suhu Pengering, (T <sub>mp</sub> ) °C	50
Masukan panas Q*, W	400,500,600,700,800

**2.3 Data Reduksi**

**2.3.1 Neraca energi pengering konvektif limbah panas**

Keseimbangan energi pada sistem pengeringan konvektif yang beroperasi pada kondisi tunak menggambarkan masukan sama dengan keluaran, dinyatakan dalam persamaan (1). dikutip dari [43]:

$$E_i - E_o = \frac{dE}{dt} \Rightarrow E_i - E_o = 0 \Rightarrow E_i = E_o \quad (1)$$

Persamaan (1) adalah pernyataan bahwa jumlah kalor yang memasuki sistem sama dengan jumlah kalor yang keluar dari sistem, seperti yang dinyatakan dalam persamaan. (2) [44]:

$$Q_h = Q_x + Q_c + Q_r + Q_{eva} \quad (2)$$

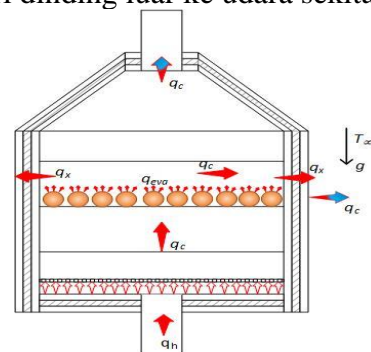
dimana Q<sub>x</sub> = perpindahan panas konduksi, Q<sub>c</sub> = perpindahan panas konveksi, Q<sub>r</sub> = perpindahan panas radiasi dan Q<sub>eva</sub> = perpindahan panas evaporasi.

Jika pada pengering konvektif selama proses mekanisme perpindahan panas radiasi diabaikan, maka persamaan (2) dapat ditulis sebagai:

$$Q_h = Q_x + Q_c + Q_{eva} \quad (3)$$

Gambar 2 menunjukkan kehilangan panas pada pengering konvektif, yang terjadi melalui perpindahan panas udara, perpindahan panas gabungan, dan perpindahan panas evaporasi.

Terjadi hilangnya panas gabungan melalui dua cara perpindahan panas yang berbeda, yaitu konduksi dan konveksi. Hilangnya panas ini terjadi karena udara pengering yang mengalami perpindahan panas paksa ke dinding bagian dalam. Perpindahan energi panas terjadi melalui konduksi dari dinding dalam ke dinding luar, kemudian terjadi perpindahan panas konveksi alami dari dinding luar ke udara sekitar



Gambar 2. Skema neraca kalor pengering konvektif slice rumput laut.

Panas juga akan menghilang melalui proses evaporasi, di mana panas diperlukan untuk mengubah air menjadi uap dari produk rumput laut.. Dengan demikian persamaan (3) dapat dijelaskan pada persamaan (4) yang dikutip dari [44]:

$$Q_h = Q_{ud} + (Q_{c,f} + Q_{x,w} + Q_{c,n}) + Q_{eva} \quad (4)$$

Jika

$$Q_{c,f} + Q_{x,w} + Q_{c,n} = Q_{mix},$$

maka diperoleh persamaan (5):

$$Q_h = Q_{ud} + Q_{mix} + Q_{eva} \quad (5)$$

dengan  $\rho$  = densitas ( $\text{kg/m}^3$ ),  $v$  = kecepatan udara ( $\text{m/s}$ ),  $A$  = luas penampang ( $\text{m}^2$ ).

### 2.3.2 Perpindahan panas heater

Panas yang masuk dari heater adalah besarnya konsumsi daya listrik yang dinyatakan pada persamaan (6) yang dikutip dari [45], [46]:

$$Q_h = V \cdot I \quad (6)$$

dimana:  $V$  adalah tegangan listrik (voltage), dan  $I$  adalah arus listrik (ampere).

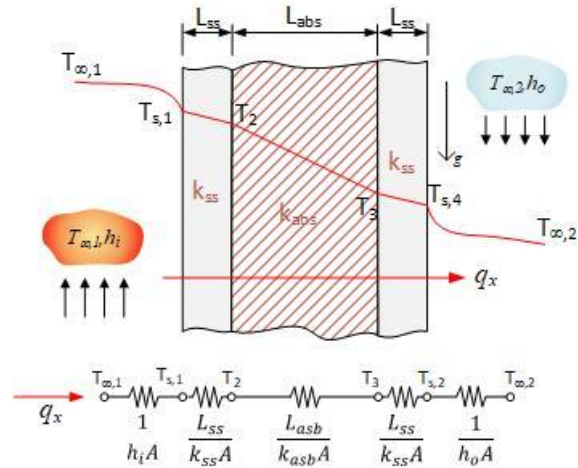
### 2.3.3 Perpindahan panas udara

Perpindahan panas udara merupakan kehilangan panas melalui media pengering (udara) yang keluar dari ruang pengering konvektif yang dinyatakan dalam persamaan (7) yang dikutip dari [47], [48]:

$$Q_{ud} = \dot{m}_{ud} \cdot c_{p,ud}(T_{ud,i} - T_{ud,o}) \quad (7)$$

### 2.3.4 Perpindahan panas gabungan

Perpindahan panas gabungan merupakan penjumlahan dari perpindahan panas konveksi paksa, perpindahan panas konduksi, dan perpindahan panas konveksi natural yang dianalisis berdasarkan Gambar 3, yang berkaitan dengan distribusi suhu pada dinding komposit seri dan konsep tahanan termal.



Gambar 3. Skema distribusi temperatur dan tahanan termal dinding komposit pengering konvektif

## A. Perpindahan panas konveksi paksa

Sifat termofisika materi [49] antara lain viskositas kinematik ( $\nu$ ), bilangan Prandtl ( $Pr$ ), dan konduktivitas panas ( $\kappa$ ) dievaluasi menggunakan suhu film ( $T_f$ ) [50] yang terjadi antara media pengering pada suhu ( $T_{\infty,1}$ ) dan dinding bagian dalam pada suhu ( $T_{s,i}$ ).

Laju aliran massa media pengering (udara) dinyatakan dalam persamaan (8), yang dikutip dari [25], [45], [51]:

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A \quad (8)$$

dengan  $\rho$  = densitas ( $\text{kg/m}^3$ ),  $v$  = kecepatan udara ( $\text{m/s}$ ),  $A$  = luas penampang ( $\text{m}^2$ ).

Selama proses berlangsung, udara pengering disirkulasikan oleh *blower* sehingga terjadi perpindahan panas konveksi paksa pada pengering konvektif, sehingga perlu dicari nilai koefisien konveksi paksa pada pengering. Jadi, bilangan Reynolds akibat sirkulasi udara pengering dinyatakan dalam persamaan (9), yang dikutip dari [52]:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi \cdot D_h \cdot \mu} \quad (9)$$

dengan  $D_h$  = diameter hidrolis pengering konvektif yang dinyatakan pada persamaan (10), yang dikutip dari [53]:

$$D_h = \frac{4AC}{P} = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{(a+b)} \quad (10)$$

dengan  $a$  dan  $b$  = panjang penampang persegi panjang ( $\text{m}$ ) pengering konvektif limbah panas.

Bilangan Nusselt merupakan fungsi dari medan aliran yaitu parameter aliran, bilangan Reynolds ( $Re_D$ ) [54] dan parameter fluida adalah bilangan Prandtl ( $Pr$ ) [55]. Hubungan ketiga

variabel tersebut bergantung pada pola aliran dan lintasannya, sehingga bilangan Nusselt media pengering dinyatakan dalam persamaan (11) yang dikutip dari [56]:

$$Nu_D = 0.023 \cdot (Re_D)^{4/5} \cdot (Pr)^n \quad (11)$$

dengan  $n = 0,4$  if  $T_s > T_f$ .

Koefisien konveksi paksa media pengering (udara) pada ruang pengering konvektif dinyatakan dalam persamaan (12) yang dikutip dari [57]:

$$h_{i,f} = \frac{Nu_D \cdot \kappa}{D_h} \quad (12)$$

dengan  $\kappa$  = konduktivitas panas udara pengering (W/m.K).

### B. Perpindahan panas konveksi natural

Sifat termofisik material antara dinding luar pengering konvektif pada suhu ( $T_{s,o}$ ) dan fluida sekitarnya pada suhu ( $T_{\infty,o}$ ) dievaluasi menggunakan suhu film ( $T_f$ ) [58].

Transisi perpindahan panas konveksi alami pada lapisan batas vertikal bergantung pada gaya relativitas tarik menarik gaya apung dan gaya viskositas fluida, dimana parameter tersebut adalah bilangan Rayleigh ( $Ra_L$ ) yang dinyatakan pada persamaan (13) yang dikutip dari [59]–[61]:

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta (T_{s,o} - T_{\infty,o}) L^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (13)$$

dengan  $g$  = percepatan gravitasi ( $m/s^2$ ),  $\beta$  = koefisien muai panas volumetrik ( $K^{-1}$ ),  $L$  = Panjang karakteristik pelat vertikal (m) dan  $\alpha$  = difusivitas ( $m^2/s$ ).

Bilangan Nusselt merupakan perbandingan antara koefisien konveksi dengan koefisien konduksi media pengering (udara) yang dinyatakan pada persamaan (13) yang dikutip dari [62]:

$$Nu_L = 0.68 + \frac{0.67 (Ra_L)^{1/4}}{\left[ 1 + (0.492/Pr)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (13)$$

Koefisien konveksi alami pada bagian luar pengering konvektif dinyatakan dalam persamaan (14) yang dikutip dari [63]:

$$h_{o,n} = \frac{Nu_L \cdot \kappa}{L} \quad (14)$$

### C. Total tahanan termal

Jumlah total tahanan panas adalah hasil dari menggabungkan tahanan panas konveksi paksa, tahanan panas konduksi, dan tahanan panas konveksi alami yang terjadi pada pengering

konvektif ke udara di sekitarnya. Persamaannya dapat dijelaskan dalam persamaan (15), yang dikutip dari [64], [65]:

$$R_{tot} = \frac{1}{h_{i,f} A} + \frac{L_{ss}}{\kappa_{ss} A} + \frac{L_{abs}}{\kappa_{abs} A} + \frac{L_{ss}}{\kappa_{ss} A} + \frac{1}{h_{o,n} A} \quad (15)$$

dengan  $L$  = tebal dinding (m),  $\kappa$  = konduktivitas panas dinding (W/m.K), subskript  $ss$  dan  $abs$  = material stainless steel dan asbes.

### D. Fluks perpindahan panas

Laju perpindahan panas per satuan luas atau fluks perpindahan panas dapat dihitung dengan membandingkan perbedaan suhu dalam fluida dengan total tahanan panas menurut persamaan (16). yang dikutip dari [44], [66]:

$$q_{mix}'' = \frac{(T_{\infty,i} - T_{\infty,o})}{R_{tot}} \quad (16)$$

dengan  $T_{\infty,i}$  = suhu udara pengering pada pengering konvektif limbah panas (K),  $T_{\infty,o}$  = suhu fluida lingkungan (K).

Dengan demikian perpindahan panas gabungan diperoleh dari hasil kali fluks perpindahan panas dan luas permukaan perpindahan panas pengering konvektif, yang dinyatakan dalam persamaan (17) yang dikutip dari [67]:

$$Q_{mix} = q_{mix}'' \cdot A_{cd} \quad (17)$$

dengan  $A_{cd}$  = luas permukaan perpindahan panas pengering konvektif limbah panas ( $m^2$ ).

#### 2.3.5 Perpindahan kalor evaporasi

Perpindahan panas evaporatif diperlukan agar air yang ada dalam rumput laut dapat dibuang sehingga rumput laut tersebut menjadi kering dengan kadar air yang diinginkan. Perubahan suhu yang terjadi pada sistem pengeringan konvektif dapat dihitung dengan mengurangi jumlah panas yang keluar dari sistem dari jumlah panas yang masuk ke dalam sistem pengeringan konvektif, seperti yang ditunjukkan dalam persamaan (17). yang dikutip dari [44], [68]:

$$Q_{eva} = Q_h - (Q_{ud} - Q_{mix}) \quad (18)$$

#### 2.3.6 Efektivitas pengering konvektif limbah panas

Efektivitas pengering panas konvektif limbah dapat diukur dengan membandingkan perpindahan panas yang aktual dengan perpindahan panas yang maksimum, sebagaimana dijelaskan dalam persamaan (19) yang dikutip dari [69], [70]:

$$\varepsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} \times 100\% \tag{19}$$

Untuk kasus pengering limbah panas, efektivitas merupakan perbandingan perbindahan panas evaporasi terhadap perpindahan panas heater, yang dinyatakan dalam persamaan (20), yang dikutip dari [44]:

$$\varepsilon = \frac{Q_{eva}}{Q_h} \times 100\% \tag{20}$$

### 2.4 Kadar air rumput laut

Kadar air sampel selama proses dihitung menurut persamaan (21), yang dikutip dari [71]:

$$M_t = \frac{w_t - w_d}{w_d} \tag{21}$$

Dimana  $M_t$  dan  $w_t$  masing-masing menyatakan massa kadar air (g air/g bahan kering) dan berat (g) pada waktu  $t$ , dan  $w_d$  adalah berat bahan kering (g).

### 2.5 Konsumsi energi listrik pengering konvektif limbah panas

Total energi listrik yang dikonsumsi selama proses pengeringan diperoleh sebagai hasil kali total keluaran energi listrik pengering dan total waktu pengeringan yang dinyatakan dalam persamaan (22) dikutip dari [72]:

$$P_t = P_{outd} \cdot d_t \tag{22}$$

dengan

$$P_{outd} = V \cdot I$$

dimana

$d_t$  = total waktu pengeringan (jam),

$P_{outd}$  = total daya listrik pengering konvektif (kW).

## 3 HASIL DAN PEMBAHASAN

Eksperimen dilakukan dengan menggunakan pengering konvektif yang terhubung dengan sistem pemulihan limbah panas untuk mengeringkan produk rumput laut. Kapasitas Pengering ini adalah 3 kg dan masukan panas dapat disesuaikan secara variatif. Kecepatan pengeringan yang bervariasi antara 400 W hingga 800 W, dengan tetap menjaga parameter-parameter lainnya seperti tingkat kelembaban relatif sebesar 30%, kecepatan aliran fluida sebesar 2 m/s, dan suhu media pengeringan sebesar 50°C. Hasil mengenai spesifikasi pengering konvektif, suhu fluida kerja yang telah diukur, suhu dinding yang telah diukur, dan parameter lain yang telah diukur dalam penelitian

ini dapat ditemukan di tabel 3, tabel 4, dan tabel 5.

Tabel 3. Data terukur suhu media pengering, dinding pengering konvektif

Parameter	Rentang				
	300	400	500	600	700
<b>Sebelum menerapkan limbah panas</b>					
<i>Dinding dalam</i>					
T <sub>ss,i1</sub> (K)	310,2	316,3	317,0	319,0	319,8
T <sub>k,i1</sub> (K)	309,0	314,0	315,0	315,6	317,0
T <sub>ss,i2</sub> (K)	312,8	317,0	319,2	320,0	320,9
T <sub>ss,i3</sub> (K)	314,9	318,0	320,0	320,7	321,0
T <sub>ss,i4</sub> (K)	316,6	319,0	320,5	321,0	321,9
T <sub>ss,i5</sub> (K)	320,5	321,2	322,4	322,5	322,9
T <sub>ss,i6</sub> (K)	318,0	321,0	321,0	321,5	322,5
<i>Dinding luar</i>					
T <sub>ss,o1</sub> (K)	301,7	301,8	303,1	305,7	306,4
T <sub>k,o1</sub> (K)	300,0	300,2	301,0	303,1	304,5
T <sub>ss,o2</sub> (K)	303,6	304,0	305,5	305,9	307,1
T <sub>ss,o3</sub> (K)	305,0	307,3	307,5	310,1	311,1
T <sub>ss,o4</sub> (K)	308,2	310,0	310,7	311,0	311,1
T <sub>ss,o5</sub> (K)	317,6	319,3	319,7	321,2	322,5
T <sub>ss,o6</sub> (K)	315,0	318,0	318,5	319,0	322,0
<b>Sesudah menerapkan limbah panas</b>					
<i>Dinding dalam</i>					
T <sub>ss,i1</sub> (K)	325,4	325,4	325,4	316,2	325,4
T <sub>k,i1</sub> (K)	316,2	316,2	316,2	316,2	316,2
T <sub>ss,i2</sub> (K)	326,2	326,2	326,2	326,2	326,2
T <sub>ss,i3</sub> (K)	326,2	326,2	326,2	326,2	326,2
T <sub>ss,i4</sub> (K)	326,3	326,3	326,3	326,3	326,3
T <sub>ss,i5</sub> (K)	327,5	327,5	327,5	327,5	327,5
T <sub>ss,i6</sub> (K)	326,6	326,6	326,6	326,6	326,6
<i>Dinding luar</i>					
T <sub>ss,o1</sub> (K)	306,9	306,9	306,9	306,9	306,9
T <sub>k,o1</sub> (K)	308,6	308,6	308,6	308,6	308,6
T <sub>ss,o2</sub> (K)	307,1	307,1	307,1	307,1	307,1
T <sub>ss,o3</sub> (K)	307,4	307,4	307,4	307,4	307,4

		4	4	4	4
$T_{ss,04}$ (K)	307.5	307.5	307.5	307.5	307.5
$T_{ss,05}$ (K)	308.5	308.5	308.5	308.5	308.5
$T_{ss,06}$ (K)	307.6	307.6	307.6	307.6	307.6

Tabel 4. Data terukur parameter lainnya pengering konvektif

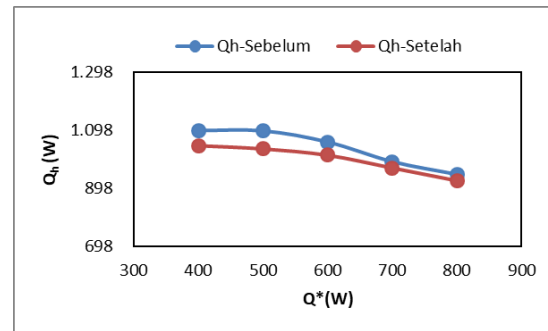
Parameter	Rentang				
$Q^*$	400	500	600	700	800
Sebelum menerapkan limbah panas					
V (Volt)	220	220	220	220	220
A (Amp)	4,989	4,984	4,809	4,500	4,300
$t_d$ (menit)	1485	1425	1260	1200	1140
$M_b$ (kg <sub>b</sub> )	93	93	93	93	93
$M_t$ (kg <sub>t</sub> )	200	200	200	200	200
Sesudah menerapkan limbah panas					
V (Volt)	220	220	220	220	220
A (Amp)	4,750	4,700	4,600	4,400	4,200
$t_d$ (menit)	1485	1425	1260	1200	1140
$M_b$ (kg <sub>b</sub> )	93	93	93	93	93
$M_t$ (kg <sub>t</sub> )	200	200	200	200	200

Pada penelitian ini, analisis dilakukan untuk mencapai sejauh mana efektivitas pengering konveksi limbah panas rumput laut. Analisis ini meliputi perhitungan energi yang masuk, termasuk perpindahan panas dari heater, yang setara dengan energi yang keluar, termasuk perpindahan panas udara, perpindahan panas gabungan, dan perpindahan panas evaporasi. Seluruh penelitian akan fokus pada evaluasi kinerja panas limbah secara konvektif dan juga analisis tingkat kelembaban rumput laut.

Tabel 3, penelitian analitik dilakukan untuk mengetahui sejauh mana pengering konvektif limbah panas rumput laut efektif berdasarkan karakteristik pergerakan panas untuk kondisi sebelum dan setelah penggunaan pemulihan limbah panas. Hasil penelitian tersebut diuraikan sebagai berikut:

### 3.1 Perpindahan panas heater

Bagian ini, menjelaskan perilaku kurva perpindahan panas heater untuk kedua kondisi operasi pengering konvektif limbah panas diilustrasikan pada Gambar 4. Nampak bahwa, dengan semakin besar masukan panas ( $Q^*$ ) maka perpindahan panas heater semakin meningkat.

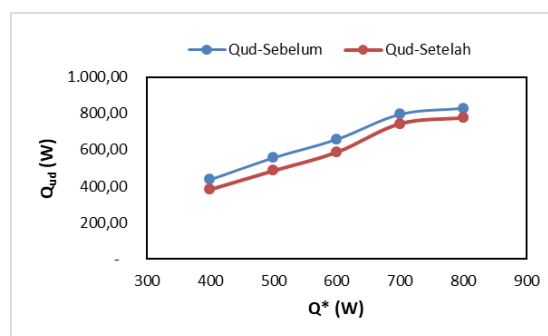


Gambar 4. Perilaku kurva perpindahan panas heater

Hal ini disebabkan oleh penurunan tegangan listrik dan waktu pengeringan yang semakin rendah, di mana tegangan listrik dan waktu pengeringan memiliki hubungan yang berkebalikan dengan transfer panas yang dihasilkan oleh pemanas. Nilai tertinggi dari perpindahan panas heater terjadi saat ada masukan panas sebesar 400 W, dengan nilai masing-masing 1098 W dan 1048 W untuk operasi sebelum dan setelah penerapan pemulihan limbah panas. Namun, jumlah panas yang ditransfer oleh heater menjadi paling sedikit ketika masukan panas sebesar 800 W, yaitu sekitar 946 W sebelum penerapan pemulihan limbah panas dan 924 W setelah penerapan tersebut.

### 3.2 Perpindahan panas udara

Perilaku kurva perpindahan panas udara semakin meningkat untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas pada pengering konvektif, pada Gambar 5. Nampak bahwa dengan semakin besar masukan panas ( $Q^*$ ) maka perpindahan panas udara semakin meningkat.



Gambar 5. Perilaku kurva perpindahan panas udara.

keadaan ini terjadi karena adanya peningkatan perbedaan suhu antara udara yang masuk dan udara yang keluar, di mana perbedaan kedua parameter tersebut berbanding lurus dengan perpindahan panas udara.

### 3.3 Perpindahan panas gabungan

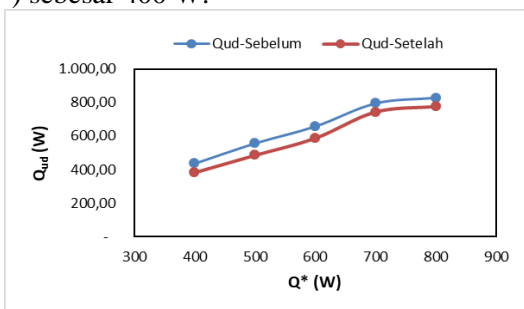
Dalam bagian ini, dijelaskan bagaimana kurva perpindahan panas gabungan berperilaku pada



kondisi operasi sebelum dan setelah menerapkan pemulihan limbah panas seperti yang ditunjukkan dalam Gambar 6. Terlihat bahwa, semakin besar masukan energi termal ( $Q^*$ ), maka jumlah perpindahan panas gabungan

akan semakin meningkat. Penyebabnya adalah karena adanya peningkatan fluks panas gabungan yang disebabkan oleh peningkatan gradien suhu rata-rata dan suhu fluida sekitarnya. Tingkat fluks panas gabungan tergantung pada perpindahan panas gabungan

Tampaknya peningkatan panas input memiliki dampak pada perpindahan kalor gabungan ( $Q_{mix}$ ) dalam kedua situasi operasional. Untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas, nilai maksimum untuk perpindahan kalor gabungan ( $Q_{mix}$ ) adalah 9,72 W dan 9,77 W, dengan jumlah panas masukan ( $Q^*$ ) sebesar 800 W. Sebaliknya, nilai minimum untuk perpindahan kalor gabungan ( $Q_{mix}$ ) adalah 8,55 W dan 8,69 W, dengan jumlah panas masukan ( $Q^*$ ) sebesar 400 W.

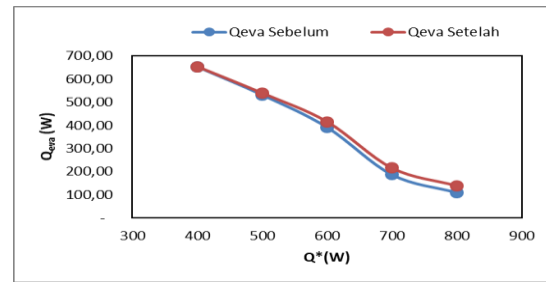


Gambar 6. Perilaku kurva perpindahan panas gabungan.

### 3.4 Perpindahan panas evaporasi

Bagian ini, menjelaskan perilaku kurva perpindahan panas evaporasi untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas diilustrasikan pada Gambar 7. Nampak bahwa, dengan semakin besar masukan panas ( $Q^*$ ) maka perpindahan panas evaporasi semakin menurun.

Untuk nilai perpindahan kalor evaporasi ( $Q_{eva}$ ) maksimal masing-masing untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 653,48 dan 8,69 W berada pada masukan panas ( $Q^*$ ) sebesar 400 W, sebaliknya nilai perpindahan kalor evaporasi ( $Q_{eva}$ ) minimal untuk kedua kondisi operasi masing-masing sebesar 9,72 W dan 137,76 W berada pada masukan panas ( $Q^*$ ) sebesar 800 W.

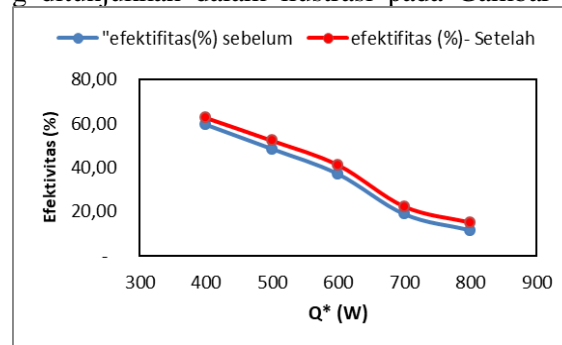


Gambar 7. Perilaku kurva perpindahan panas evaporasi.

Hal ini disebabkan oleh semakin meningkatnya penjumlahan perpindahan panas udara dan perpindahan panas gabungan yang disebabkan oleh semakin meningkat gradien suhu udara masuk dan suhu udara keluar pengering, dimana penjumlahan perpindahan panas udara dan perpindahan panas gabungan berbanding lurus dengan perpindahan panas evaporasi.

### 3.5 Efektivitas pengering konvektif

Eksperimen yang memvariasikan masukan panas ( $Q^*$ ) dalam rentang 400 W hingga 800 W menunjukkan bahwa semakin tinggi jumlah panas yang dimasukkan, semakin rendah efek yang dicapai ( $\epsilon$ ). Karena perbedaan suhu antara udara yang masuk dan keluar semakin besar, ini akan menyebabkan peningkatan gradien suhu. Ketika gradien suhu udara masuk dan keluar semakin tinggi, perpindahan kalor udara menjadi berkurang. Peristiwa ini terjadi sebelum dan setelah menerapkan proses pengolahan limbah panas seperti yang ditunjukkan dalam ilustrasi pada Gambar 8.

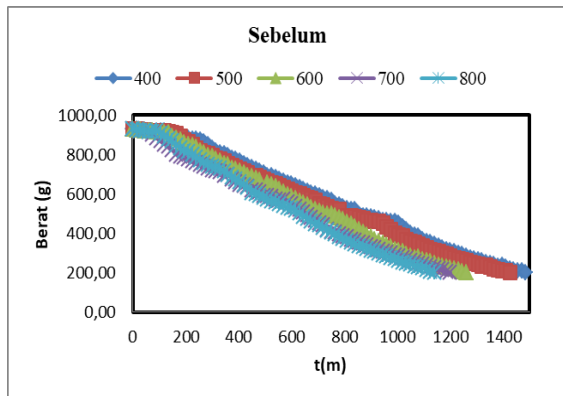


Gambar 8. Perilaku kurva efektivitas.

Parameter terbaik untuk mencapai efektivitas maksimum adalah saat masukan panas mencapai 400 W, yaitu sebesar 59,54 % dan 62,61 % untuk keadaan sebelum dan setelah penerapan pemulihan limbah panas. Tetapi, masukan panas 700 W memiliki tingkat efektivitas yang sangat rendah, yaitu 11,44 % dan 14,91% masing-masing sebelum dan setelah proses pemulihan limbah panas.

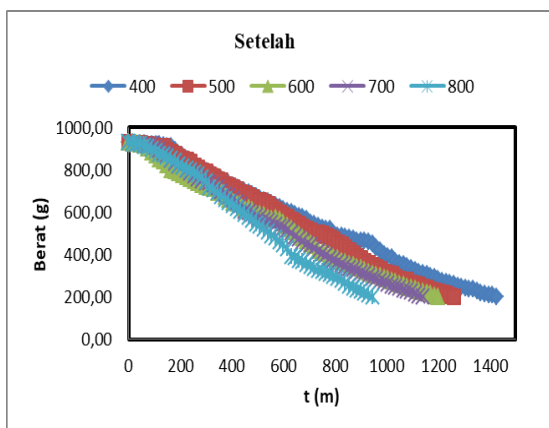
### 3.6 Kadar air dan waktu pengeringan rumput laut

menunjukkan bahwa dengan meningkatnya masukan panas, waktu pengeringan alga menurun. Hal ini terjadi pada kondisi operasi sebelum dan sesudah penerapan pemulihan panas limbah, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 9 dan 10. Terlihat bahwa semakin besar masukan panas ( $Q^*$ ), semakin pendek waktu pengeringan rumput laut.



Gambar 9. Perilaku kurva kadar air rumput laut untuk kondisi operasi sebelum menerapkan pemulihan limbah panas.

Waktu pengeringan maksimum untuk operasi sebelum menggunakan limbah panas terjadi pada masukan panas ( $Q^*$ ) minimal 400 W sebesar 1485 menit, sedangkan waktu pengeringan minimum terjadi pada masukan panas ( $Q^*$ ) maksimal 800 W sebesar 1140 menit. Sebaliknya untuk operasi setelah menggunakan limbah panas Waktu pengeringan maksimum terjadi pada beban panas ( $Q^*$ ) minimum 400 W sebesar 1425 menit, sedangkan waktu pengeringan minimum terjadi pada beban panas maksimal 800 W sebesar 945,00 menit.



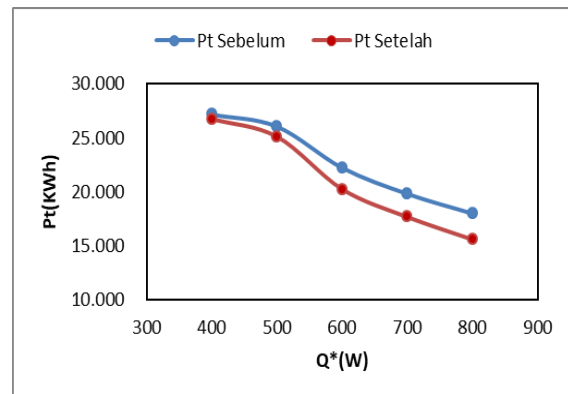
Gambar 10. Perilaku kurva kadar air rumput laut untuk kondisi operasi sesudah menerapkan pemulihan limbah

Nampak dari Gambar 9 dan Gambar 10 bahwa sesudah menerapkan pemulihan limbah panas waktu pengeringan semakin minimal. Hal ini juga disebabkan oleh perpindahan kalor evaporasi lebih besar dari sebelum menerapkan limbah panas.

### 3.7 Konsumsi energi Listrik pengering konvektif limbah panas

Perilaku kurva konsumsi energi listrik masing-masing untuk kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas disajikan pada gambar 11. Nampak bahwa semakin besar masukan panas, konsumsi energi listrik semakin menurun.

Untuk nilai konsumsi energi listrik maksimal masing-masing untuk kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 27.165 dan 26.751 berada pada  $Q^*$  400 sebaliknya nilai konsumsi energi listrik minimum masing-masing untuk kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 17.974 dan 15.569 Berada  $Q^*$  800



Gambar 1. Perilaku kurva konsumsi energi listrik pengering konvektif limbah panas

### KESIMPULAN

Dari hasil eksperimental analisa efektivitas pengering konvektif rumput laut yang terintegrasi penukar kalor tube bank staggeared sebagai pemulihan limbah panas dengan memvariasikan masukan ( $Q^*$ ) dari 400 sampai 800 W, maka dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Masukan panas yang efektif yaitu  $Q^*$ 400 W sebelum dan sesudah menggunakan pemulihan limbah panas masing-masing sebesar 59,5 % dan 62,6%
2. Penghematan pemakaian daya listrik yang maksimal berada pada masukan panas ( $Q^*$ ) 400 W sebesar 414 KWh atau 1,52 %

**DAFTAR NOTASI**

A	luas permukaan (m <sup>2</sup> )
D	diameter (m)
g	Percepatan grafitasi (m/s <sup>2</sup> )
h	koefisien konveksi
I	arus (ampere)
k	konduktivitas panas fluida (W/m.K)
L	panjang karakteristik pelat (m)
M	massa (kg)
<i>m</i>	laju aliran massa (kg/s)
R	tahanan panas (W.m <sup>2</sup> /K)
Q	perpindahan panas (W)
q	laju perpindahan panas (W/m <sup>2</sup> )
T	suhu (K)
t	waktu (menit)
V	tegangan (volt)
w	berat (g)

**Parameter tanpa dimensi**

Ra	bilangan Rayleigh
Re	bilangan Reynold
Nu	bilangan Nusselt
Pr	bilangan Prandtl

**Huruf Yunani**

$\alpha$	difusitas panas (m <sup>2</sup> /s)
$\beta$	Koefisien ekspansi panas volumetrik (K <sup>-1</sup> )
$\pi$	pi
$\nu$	viskositas kinematik fluida (m <sup>2</sup> /s)
$\mu$	Viskositas dinamik (N.s/m <sup>2</sup> )
$\varepsilon$	efektivitas (%)

**Subscripts**

b	basah
c	konvektif atau konveksi
d	pengering, kering, diameter
f	fluida
h	heater, hidraulik
i	bagian dalam atau saluran masuk
k	kaca
L	pelat
o	bagian luar atau saluran keluar
r	radiasi
s	dinding
t	waktu ke t, kering
x	konduksi
D	panjang karakteristik
1	dinding depan
2	dinding belakang
3	dinding samping kanan
4	dinding samping kiri
5	dinding bawah
6	dinding atas
$\infty$	fluida
abs	asbes

eva	evaporasi
mix	gabungan
mp	media pengering (udara)
ss	stainless steels
ud	udara
cd	pengering konvektif
tot	total
<b>Superscripts</b>	
“	fluks
n	koefisien panas

**DAFTAR PUSTAKA**

[1] H. J. Bixler and H. Porse, “A decade of change in the seaweed hydrocolloids industry,” *J. Appl. Phycol.*, vol. 23(3), no. April, pp. 321–325, 2010, doi: 10.1007/s10811-010-9529-3.

[2] B. Setha, M. N. Mailoa, and F. F. Gaspersz, “Analysis of Quality Sheet Carrageenan of *Eucheuma Cottonii*,” *Int. J. ChemTech Res.*, vol. 9, no. 1, pp. 92–94, 2016.

[3] E. G. Talakua, “Optimasi faktor produksi untuk maksimasi keuntungan usaha budidaya rumput laut di desa Sathean kecamatan Kei Kecil,” *J. Sos. Ekon. Kelaut. Perikan.*, pp. 45–56, 2017.

[4] S. Suwati *et al.*, “Comparison between Natural and Cabinet Drying on Weight Loss of Seaweed *Eucheuma cottonii* Weber-van Bosse,” *Sarhad J. Agric.*, vol. 37, no. SpecialIssue 1, pp. 1–8, Jun. 2021, doi: 10.17582/journal.sja/2021/37.s1.01.08.

[5] BPS Provinsi Maluku, “Provinsi Maluku dalam Angka,” 2022.

[6] Subaryono and R. Kusumawati, “Quality of *Eucheuma cottonii* seaweed cultivated in Lampung waters,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 404, no. 1, 2019, doi: 10.1088/1755-1315/404/1/012067.

[7] D. Fithriani, L. Assadad, and Z. Arifin, “Karakteristik dan Model Matematika Kurva Pengeringan Rumput Laut *Eucheuma cottonii*,” *J. Pascapanen dan Bioteknologi Kelaut. dan Perikan.*, vol. 11, no. 2, p. 159, Mar. 2017, doi: 10.15578/jpbkp.v11i2.290.

[8] BSN, “SNI 2690:2015,” 2015. [Online]. Available: www.bsn.go.id

[9] S. Gupta, S. Cox, and N. Abu-Ghannam, “Effect of different drying temperatures on the moisture and phytochemical constituents of edible Irish brown

- seaweed,” *LWT*, vol. 44, no. 5, pp. 1266–1272, 2011, doi: 10.1016/j.lwt.2010.12.022.
- [10] M. H. Masud, M. U. Joardder, M. Tariqul Islam, M. Munthakimoon Hasan, and M. Muntasir Ahmed, “Feasibility of utilizing waste heat in drying of plant-based food materials Renewable Energy View project Intermittent Microwave convective drying View project Feasibility of utilizing waste heat in drying of plant-based food materials,” *Int. Conf. Mech. Ind. Mater. Eng.*, vol. 2017, 2017, [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/325321933>
- [11] M. H. Masud, A. A. Ananno, N. Ahmed, P. Dabnichki, and K. N. Salehin, “Experimental investigation of a novel waste heat based food drying system,” *J. Food Eng.*, vol. 281, Sep. 2020, doi: 10.1016/j.jfoodeng.2020.110002.
- [12] A. Zamroni and M. Yamao, “Coastal Resource Management: Fishermen’s Perception of Seaweed Farming in Indonesia,” *World Acad. Sci. Eng. Technol.*, vol. 60, no. 12, pp. 32–38, 2011, [Online]. Available: <https://waset.org/publications/3498/coastal-resource-management-fishermen-s-perceptions-of-seaweed-farming-in-indonesia>
- [13] A. L. Charles, K. Sridhar, and M. A. Alamsjah, “Effect of drying techniques on color and bioactive potential of two commercial edible Indonesian seaweed cultivars,” *J. Appl. Phycol.*, vol. 32, no. 1, pp. 563–572, Feb. 2020, doi: 10.1007/s10811-019-01916-4.
- [14] A. A. Ananno, M. H. Masud, P. Dabnichki, and A. Ahmed, “Design and numerical analysis of a hybrid geothermal PCM flat plate solar collector dryer for developing countries,” *Sol. Energy*, vol. 196, no. April 2019, pp. 270–286, 2020, doi: 10.1016/j.solener.2019.11.069.
- [15] M. Hatami, M. Jafaryar, J. Zhou, and D. Jing, “Investigation of engines radiator heat recovery using different shapes of nanoparticles in H<sub>2</sub>O/(CH<sub>2</sub>OH)<sub>2</sub> based nanofluids,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 16, pp. 10891–10900, Apr. 2017, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.01.196.
- [16] B. El Fil and S. Garimella, “The state of the art in energy saving techniques for garment/textile drying,” *Dry. Technol.*, vol. 40, no. 11, pp. 2235–2250, 2022, doi: 10.1080/07373937.2021.1938599.
- [17] S. Lion, C. N. Michos, I. Vlaskos, C. Rouaud, and R. Taccani, “A review of waste heat recovery and Organic Rankine Cycles (ORC) in on-off highway vehicle Heavy Duty Diesel Engine applications,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 79, no. May, pp. 691–708, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2017.05.082.
- [18] M. Stramarkou, S. Papadaki, K. Kyriakopoulou, and M. Krokida, “Effect of drying and extraction conditions on the recovery of bioactive compounds from *Chlorella vulgaris*,” *J. Appl. Phycol.*, vol. 29, no. 6, pp. 2947–2960, 2017, doi: 10.1007/s10811-017-1181-8.
- [19] R. Moreira, F. Chenlo, J. Sineiro, S. Arufe, and S. Sexto, “Water Sorption Isotherms and Air Drying Kinetics of *Fucus vesiculosus* Brown Seaweed,” *J. Food Process. Preserv.*, vol. 41, no. 4, Aug. 2017, doi: 10.1111/jfpp.12997.
- [20] E. Uribe *et al.*, “Evaluation of physicochemical composition and bioactivity of a red seaweed (*Pyropia orbicularis*) as affected by different drying technologies,” *Dry. Technol.*, vol. 38, no. 9, pp. 1218–1230, Jun. 2020, doi: 10.1080/07373937.2019.1628771.
- [21] A. Mahmoudi, M. Fazli, and M. R. Morad, “A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 143, no. July, pp. 660–675, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.07.136.
- [22] J. D. Abraham, A. S. Dhoble, and C. K. Mangrulkar, “Numerical analysis for thermo-hydraulic performance of staggered cross flow tube bank with longitudinal tapered fins,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 118, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104905.
- [23] G. Valencia, A. Fontalvo, Y. Cárdenas, J. Duarte, and C. Isaza, “Energy and exergy analysis of different exhaust waste heat recovery systems for natural gas engine based on ORC,” *Energies*, vol. 12, no. 12, 2019, doi: 10.3390/en12122378.
- [24] H. Jouhara *et al.*, “Investigation on a full-

- scale heat pipe heat exchanger in the ceramics industry for waste heat recovery,” *Energy*, vol. 223, p. 120037, 2021, doi: 10.1016/j.energy.2021.120037.
- [25] N. Titahelu, J. Louhenapessy, J. S. Litololy, and A. Arson, “Studi perbandingan efektivitas berbagai model tube penukar kalor sebagai sistem pemulihan limbah panas,” in *Seminar Nasional “ARCHIPELAGO ENGINEERING,”* N. Titahelu, Ed., Ambon: Fakultas Teknik Universitas Pattimura, 2023, pp. 20–31. doi: 10.30598/ale.6.2023.20-31.
- [26] A. M. N. Elmekawy, A. A. Ibrahim, A. M. Shahin, S. Al-Ali, and G. E. Hassan, “Performance enhancement for tube bank staggered configuration heat exchanger – CFD Study,” *Chem. Eng. Process. - Process Intensif.*, vol. 164, Jul. 2021, doi: 10.1016/j.cep.2021.108392.
- [27] X. Song, M. Liu, X. Hu, X. Wang, T. Liao, and J. Sun, “Numerical analysis of flow across brush elements based on a 2-D staggered tube banks model,” *Aerospace*, vol. 8, no. 1, pp. 1–16, Jan. 2021, doi: 10.3390/aerospace8010019.
- [28] N. Titahelu, B. G. Tentua, and S. A. L. Payapo, “Analisis kinerja termal penukar kalor tube bank bare in-line aliran silang sebagai pemulihan limbah panas pengering konvektif rumput laut,” *J. METIKS*, vol. 3, no. 2, pp. 1–14, 2023, doi: <https://doi.org/10.30598/metiks.2023.3.2.1-14>.
- [29] H. Chen, Z. Qi, L. Dai, B. Li, G. Xu, and Y. Yang, “Performance evaluation of a new conceptual combustion air preheating system in a 1000 MW coal-fueled power plant,” *Energy*, vol. 193, p. 116739, 2020, doi: 10.1016/j.energy.2019.116739.
- [30] N. Titahelu, “Eksperimen pengaruh beban panas terhadap karakteristik perpindahan panas oven pengering cengkeh,” *Teknologi*, vol. 3, no. May, pp. 744–750, 2002.
- [31] N. Titahelu and C. S. E. Tupamahu, “Analisis Pengaruh Masukan Panas Pada Oven Pengering Bunga cengkeh Terhadap Karakteristik Perpindahan Panas Konveksi Paksa,” in *ALE Proceeding*, 2019, pp. 108–114. doi: 10.30598/ale.2.2019.108-114.
- [32] G. B. Pradana, K. B. Prabowo, R. P. Hastuti, M. Djaeni, and A. Prasetyaningrum, “Seaweed drying process using tray dryer with dehumidified air system to increase efficiency of energy and quality product,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 292, no. 1, 2019, doi: 10.1088/1755-1315/292/1/012070.
- [33] S. N. Tarwaca *et al.*, “Effect of various drying methods on the physicochemical characteristics of pumpkin powder,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 644, no. 1, 2021, doi: 10.1088/1755-1315/644/1/012080.
- [34] M. Khan, S. Md Yasir, J. Sulaiman, M. Ruslan, M. Khan Majahar Ali, and M. Hafidz Ruslan, “The Effectiveness of Sauna Technique on the Drying Period And Kinetics of Seaweed *Kappaphycus Alvarezii* Using Solar Drier,” *J. Agric. Food, Environ. Sci.*, no. May 2017, 2015.
- [35] E. Uribe, A. Vega-Gálvez, V. Heredia, A. Pastén, and K. Di Scala, “An edible red seaweed (*Pyropia orbicularis*): influence of vacuum drying on physicochemical composition, bioactive compounds, antioxidant capacity, and pigments,” *J. Appl. Phycol.*, vol. 30, no. 1, pp. 673–683, Feb. 2018, doi: 10.1007/s10811-017-1240-1.
- [36] F. Chenlo, S. Arufe, D. Díaz, M. D. Torres, J. Sineiro, and R. Moreira, “Air-drying and rehydration characteristics of the brown seaweeds, *Ascophylum nodosum* and *Undaria pinnatifida*,” *J. Appl. Phycol.*, vol. 30, no. 2, pp. 1259–1270, Apr. 2018, doi: 10.1007/s10811-017-1300-6.
- [37] N. Titahelu and S. J. Litololy, “Analisis laju kondensasi akibat pengaruh kecepatan udara terhadap karakteristik perpindahan panas oven pengering pati sagu,” in *Seminar Nasional “Archipelago Engineering” (ALE)*, 2018, pp. 108–114. doi: <https://doi.org/10.30598/ale.1.2018.108-114>.
- [38] E. Tian, Y. L. He, and W. Q. Tao, “Research on a new type waste heat recovery gravity heat pipe exchanger,” *Appl. Energy*, vol. 188, pp. 586–594, 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.12.029.
- [39] Y. Qin, H. Fu, J. Wang, M. Liu, and J. Yan, “Waste heat and water recovery

- characteristics of heat exchangers for dryer exhaust,” *Dry. Technol.*, vol. 36, no. 6, pp. 709–722, Apr. 2018, doi: 10.1080/07373937.2017.1351451.
- [40] B. K. Roomi, “Experimental and theoretical study of waste heat recovery from a refrigeration system using a finned helical coil heat exchanger,” no. February, 2020, doi: 10.1002/htj.21788.
- [41] Z. Cheng, Z. Tan, Z. Guo, J. Yang, and Q. Wang, “Technologies and fundamentals of waste heat recovery from high-temperature solid granular materials,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 179. Elsevier Ltd, Oct. 01, 2020. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115703.
- [42] R. Moreira, F. Chenlo, J. Sineiro, M. Sánchez, and S. Arufe, “Water sorption isotherms and air drying kinetics modelling of the brown seaweed *Bifurcaria bifurcata*,” *J. Appl. Phycol.*, vol. 28, no. 1, pp. 609–618, Feb. 2016, doi: 10.1007/s10811-015-0553-1.
- [43] N. Titahelu, “Perpindahan kalor konveksi natural dari silinder horisontal isothermal set dalam saluran vertikal,” *J. Tek. Mesin, Elektro, Inform. Kelaut. dan Sains*, vol. 1, no. 1, pp. 30–38, 2021, doi: 10.30598/metiks.2021.1.1.30-38.
- [44] R. R. Kermite, J. Louhenapessy, A. Hadi, and J. Ulath, “Analisis Efektivitas Pengering Konvektif Rumput Laut Terintegrasi Dengan Penukar Kalor Tube Bank Bare in-Line Pada Masukan Panas Berbeda,” *J. Tek. Mesin, Elektro, Inform. Kelaut. dan Sains*, vol. 3, no. 2, pp. 15–28, 2023, doi: 10.30598/metiks.2023.3.2.15-28.
- [45] A. Fouda, S. A. Nada, H. F. Elattar, H. A. Refaey, and A. S. Bin-Mahfouz, “Thermal performance modeling of turbulent flow in multi tube in tube helically coiled heat exchangers,” *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 135, pp. 621–638, Jan. 2018, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2017.12.015.
- [46] N. S. F. Syatauw, A. Simanjuntak, and N. Titahelu, “Analisis kinerja panel surya akibat pendinginan aktif,” *Isometri*, vol. 2, no. 1, 2023.
- [47] N. Titahelu, “Analisis pengaruh diameter pada susunan setengah tube heat exchanger dalam enclosure terhadap karakteristik perpindahan panas,” *Teknologi*, vol. 8, no. 1, pp. 889–894, 2011.
- [48] S. Zakeralhoseini, B. Sajadi, M. A. Akhavan Behabadi, S. Azarhazin, and H. Fazelnia, “Experimental investigation of the heat transfer coefficient and pressure drop of R1234yf during flow condensation in helically coiled tubes,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 157, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2020.106516.
- [49] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, vol. 21, no. 1. John Wiley and Sons Inc, 2011.
- [50] Y. A. F. El-Samadony, A. S. Abdullah, and Z. M. Omara, “Experimental study of stepped solar still integrated with reflectors and external condenser,” *Exp. Heat Transf.*, vol. 28, no. 4, pp. 392–404, Jul. 2015, doi: 10.1080/08916152.2014.890964.
- [51] R. Jadar, K. S. Shashishekar, and S. R. Manohara, “Performance Evaluation of Al-MWCNT based Automobile Radiator,” in *Materials today: Proceedings*, 2019, pp. 380–388. [Online]. Available: [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)
- [52] A. Hatumessen, N. Titahelu, and C. S. Tupamahu, “Analisis efektivitas penukar kalor pipa helikal destilasi minyak atsiri kayu putih,” in *Archeipelago Engineering*, N. Titahelu, Ed., Amon: Fakultas Teknik Universitas Pattimura, 2021, pp. 127–132. doi: 10.30598/ale.4.2021.127-132.
- [53] P. Bhandari and Y. K. Prajapati, “Thermal performance of open microchannel heat sink with variable pin fin height,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 159, Jan. 2021, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2020.106609.
- [54] A. M. González, M. V. Jr, and P. S. B. Zdanski, “A hybrid numerical-experimental analysis of heat transfer by forced convection in plate-finned heat exchangers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 148, no. May 2018, pp. 363–370, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.11.068.
- [55] C. K. Mangrulkar, A. S. Dhoble, J. D. Abraham, and S. Chamoli, “Experimental and numerical investigations for effect of longitudinal splitter plate configuration for thermal-hydraulic performance of staggered tube bank,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 161, Nov. 2020, doi:

- 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120280.
- [56] P. Promvongse, P. Promthaisong, and S. Skullong, "Experimental and numerical heat transfer study of turbulent tube flow through discrete V-winglets," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 151, 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119351.
- [57] N. Titahelu, J. Latuny, C. S. E. Tupamahu, and S. J. E. Sarwuna, "Pitch ratio effect on the effectiveness of condenser for essential oil distillation," *J. Energy, Mech. Mater. Manuf. Eng.*, vol. 6, no. 2, pp. 145–154, 2021, doi: <https://doi.org/10.22219/jemmm.v6i2.19461>.
- [58] C. Ononogbo *et al.*, "Investigation of the Thermal Profile of a Crop Dryer Powered by Generator Exhaust Gas Waste Heat," *Int. J. Adv. Sci. Eng.*, vol. 8, no. 3, p. 2235, Feb. 2022, doi: 10.29294/ijase.8.3.2022.2235-2241.
- [59] T. Kogawa, J. Okajima, A. Komiya, and S. Maruyama, "Effect of gas radiation-dependent natural convection on the transition of spatially developing boundary layers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 177, Oct. 2021, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121580.
- [60] R. A. Kumar, K. Vigneshwaran, and V. Sivakumar, "Energy and Exergy Analysis of an Inbuilt Condenser Single Basin Single Slope Solar Still with ZnO Nano Particle Coating," vol. 10, no. 7, pp. 4187–4201, 2020.
- [61] N. Titahelu, D. S. Pelupessy, C. S. E. Tupamahu, and A. F. Rumagutawan, "Meningkatkan efektivitas kondensor vertikal pipa helikal koil untuk destilasi minyak atsiri sereh," *J. Rekayasa Mesin*, vol. 14, no. 1, pp. 235–249, 2023, doi: 10.21776/jrm.v14i1.1219.
- [62] H. K. Jobair, "Improving of Photovoltaic Cell Performance by Cooling using Two different Types of Fins," *Int. J. Comput. Appl.*, vol. 157, no. 5, pp. 6–15, 2017, doi: 10.5120/ijca2017912691.
- [63] A. S. Rao, S. Sujeesh, A. Sanyal, P. K. Tewari, and L. M. Gantayet, "Effect of agitation speed and fluid velocity on heat transfer performance in agitated Bunsen reactor of iodine-sulphur thermo-chemical cycle," *Int. J. Nucl. Hydrog. Prod. Appl.*, vol. 3, no. 1, p. 65, 2016, doi: 10.1504/ijnhpa.2016.078425.
- [64] K. Pietrak and T. S. Wiśniewski, "A review of models for effective thermal conductivity of composite materials," *J. Power Technol.*, vol. 95, no. 1, pp. 14–24, 2015.
- [65] A. Ahmed, K. K. Esmaeil, M. A. Irfan, and F. A. Al-Mufadi, "Design methodology of heat recovery steam generator in electric utility for waste heat recovery," *Int. J. Low-Carbon Technol.*, vol. 13, no. 4, pp. 369–379, Dec. 2018, doi: 10.1093/ijlct/cty045.
- [66] C. Ononogbo, "Equipment Sizing and Method for the Application of Exhaust Gas Waste Heat to Food Crops Drying Using a Hot Air Tray Dryer," *Indian J. Sci. Technol.*, vol. 13, no. 5, pp. 502–518, Feb. 2020, doi: 10.17485/ijst/2020/v13i05/145593.
- [67] C. P. Kothandaraman, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. New Delhi: New Age International (P) Limited, Publishers, 2006.
- [68] H. Deshpande, S. Taji, and V. Raibhole, "Assessment of heat transfer performance from modified horizontal rectangular heat sink under forced convection dominating mode of mixed convection," in *Materials Today: Proceedings*, Elsevier Ltd, 2021, pp. 5618–5628. doi: 10.1016/j.matpr.2021.03.607.
- [69] S. Şevik, M. Aktaş, E. C. Dolgun, E. Arslan, and A. D. Tuncer, "Performance analysis of solar and solar-infrared dryer of mint and apple slices using energy-exergy methodology," *Sol. Energy*, vol. 180, pp. 537–549, Mar. 2019, doi: 10.1016/j.solener.2019.01.049.
- [70] R. Said, N. Titahelu, and R. S. Ufie, "Analisis Laju Aliran Massa Fluida Dingin Terhadap Efektivitas Penukar Kalor Shell and Tube Destilasi Minyak Atsiri Cengkeh (*Syzygium aromaticum*)," *ALE Proceeding*, vol. 4, pp. 140–145, 2021, doi: 10.30598/ale.4.2021.140-145.
- [71] S. Zohrabi, S. S. Seiedlou, M. Aghbashlo, H. Scaar, and J. Mellmann, "Enhancing the exergetic performance of a pilot-scale convective dryer by exhaust air recirculation," *Dry. Technol.*, vol. 38, no. 4, pp. 518–533, Mar. 2020, doi:

- 10.1080/07373937.2019.1587617.
- [72] O. Chibuike, D. N. Olisaemeka Chukwudozie, D. N. Nnaemeka Reginald, D. O. Chukwunenye Anthony, D. I. Onyechege Johnson, and P. E. Enyioma Anyanwu, “Energy consumption of Yam slice drying in an exhaust gas waste heat recovery hot air tray dryer,” *Sci. Res. J.*, vol. 9, no. 8, pp. 1–7, Aug. 2021, doi: 10.31364/scirj/v9.i08.2021.p0821872.