

Rancang Bangun dan Pengujian Pengereng Beku Vakum untuk Pembenuhan Padi Menggunakan Evaporator dan Kondenser Ganda

Awaludin Martin^{1*}, Nehemia Simangunsong¹, Syahrudin¹

¹Laboratorium Konversi Energi, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik-Universitas Riau, Pekanbaru, Riau

Email: awaludinmartin01@gmail.com (Korespondensi)

Pengereng beku vakum menjadi metode pengereng terbaik yang dapat digunakan untuk menghilangkan kadar air pada suatu produk, karena mampu mempertahankan rasa dan kualitas struktur dari produk. Pengereng beku vakum dirancang dan dibuat dengan memanfaatkan panas buang kondenser sebagai langkah penghematan penggunaan energi. Rancangan yang dilakukan menghasilkan *indoor* evaporator dan kondensor tipe *serpentine HE* dengan panjang total tube 23 meter dan 44,05 meter, sementara untuk *outdoor* evaporator dan kondensor dengan tipe *fin and tube* panjang total tube adalah 37 meter dan 43 meter. Temperatur minimum saat *freezing* -10,2°C dengan COP *actual* 2,224 dan efektivitas *indoor evaporator dan outdoor* kondenser adalah 92,34% dan 84,48%. Temperatur maksimum pada *secondary drying* 36,2°C, dengan COP *actual* 2,1. Efektivitas *indoor* kondenser 93,25% dan efektivitas *outdoor* evaporator 82,8%. Pengujian dilakukan selama ±6,5 jam dengan konsumsi energi total 4,16 kWh

Pendahuluan

Produksi padi di Indonesia yang dilaporkan oleh BPS pada tahun 2020 mengalami penurunan 0.43% dari 54,6 juta ton gabah kering giling (GKG), menjadi 54,42 juta ton GKG pada 2021. Bibit merupakan kunci keberhasilan dalam budidaya padi dimana bibit berkualitas mampu beradaptasi, memiliki pertumbuhan yang cepat dan seragam, serta tahan hama.[1]. Salah satu tahapan kritis pengolahan pasca panen adalah proses pengereng [2]. Padi memiliki kadar air sekitar 25-28% pada saat pemanenan, sedangkan kadar air yang cocok untuk tujuan penyimpanan benih atau pengolahan menjadi beras adalah sekitar 9-14%[3]

Metode umum untuk mengeringkan padi adalah dengan menjemur memanfaatkan sinar matahari, temperatur dan kelembapan udara sekitar. Kinerja dari metode ini tergantung kepada penyinaran matahari. Salah satu metode pengereng mekanis yang memiliki keunggulan adalah pengereng beku vacuum yang merupakan kombinasi antara pengereng beku dan pengereng vacuum[4]

Pengereng beku vakum beroperasi dengan mengendalikan tekanan dan temperatur dibawah (*triple point*) yaitu dibawah 0°C dan 610,5 Pa. Dengan pemvakuman, akan mempercepat proses penguapan air, berdasarkan kenyataan bahwa air akan lebih mudah menguap di dataran tinggi karena tekanan udara yang lebih rendah oleh karena fenomena tersebut, proses pengereng akan lebih mudah terjadi [5].

Pengereng beku vakum akan membekukan produk sehingga membentuk kristal es, kemudian dikeringkan dengan mempertahankan tekanan dan temperatur dibawah *triple point* sehingga berubah fasa dari kristal es menjadi uap, kemudian agar tidak membasahi produk yang dikeringkan, uap air akan dikondensasikan dan di isap pada tekanan vakum. Karena prosesnya pada temperatur rendah, maka

produk dari *freeze vacuum drying* dapat dikontrol kandungan airnya, dapat mengurangi kerusakan atau perubahan fisik pada produk, serta keadaan fisik produk dapat dikembalikan seperti saat sebelum dikeringkan [6].

Pengereng beku vakum beroperasi dengan menggunakan prinsip refrigerasi yaitu dengan siklus kompresi uap. Sistem refrigerasi kompresi uap menggunakan kompresor untuk meningkatkan tekanan refrigerant dari evaporator agar tekanannya dan temperaturnya meningkat, kemudian dikondensasikan dengan melepas kalor laten, lalu diturunkan tekanannya di pipa kapiler untuk menghasilkan efek refrigerasi dengan menyerap kalor dari suatu wilayah. Siklus ini memiliki keunggulan mudah dioperasikan, dapat memenuhi kebutuhan beban pendinginan yang relative besar dengan ukuran yang *compact* [7].

Kelemahan pengereng vakum beku adalah konsumsi energi yang tinggi karena waktu pengereng yang lama diperlukan terutama di proses sublimasi di bawah kondisi *triple point* [8]. Waktu pengereng dapat dikurangi dengan menaikkan temperatur atau menurunkan tekanan di ruang pengereng.

Saat ini ada dua masalah dalam pengembangan pengereng beku vakum; mempertahankan kualitas produk dan mengurangi konsumsi energi selama proses pengereng beku vakum. Percepatan proses sublimasi dengan memanfaatkan limbah panas kondenser adalah salah satu cara untuk mengurangi konsumsi energi [9].

Penelitian pengembangan metode pengereng beku vakum sistem pemanas mandiri dengan memanfaatkan panas buang kondenser telah dilakukan untuk mempercepat proses sublimasi. Penelitian ini berhasil menghilangkan kadar air dalam benguang sebesar 78% dari pada temperatur beku -9°C dengan waktu pengereng 4 jam menggunakan metode pengereng cepat, *secondary drying*, pada temperatur air 40°C [10].

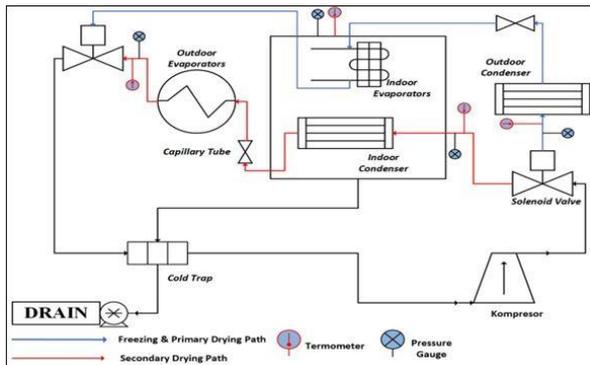
Penelitian ini bertujuan merancang dan membuat serta menguji pengering beku vakum dengan memanfaatkan panas buang kondensor untuk proses pengeringan lanjut (secondary drying) menggunakan kondensor dan evaporator ganda, dimana masing-masing akan diletakkan di ruang pengering untuk mempercepat proses pengeringan lanjut atau *secondary drying* dan juga mengurangi konsumsi penggunaan energi pada pengeringan beku vakum.

Metode

Skema pengering beku vakum ditunjukkan pada gambar 1, dimana pada penelitian ini memanfaatkan panas buang kondenser tipe serpentine untuk tahapan pemanasan lanjut. Adapun pengembangan yang dilakukan adalah penggunaan evaporator dan kondensor ganda yang masing-masing komponennya memiliki fungsi dalam siklus pendinginan dan pemanas. Dari skema yang ditampilkan ditandai dengan garis biru untuk tahapan pendinginan dan garis merah untuk tahapan pemanas.

Perancangan *Indoor* dan *outdoor* evaporator maupun condenser dilakukan dengan menggunakan metode *effectiveness*-NTU dan untuk *outdoor* evaporator dan kondenser diperlakukan sebagai alat penukar kalor kompak

Parameter temperatur, tekanan, serta konsumsi energi selama proses pengujian pengering beku vakum diukur dan direkam. Temperatur diukur secara akurat menggunakan termokopel tipe K dengan ketelitian ±0,5% atau ±1°C dan dihubungkan dengan data akuisisi Advantech USB-4718 dan di rekam dengan surasi tiap 1 detik. Tekanan ditampilkan melalui *pressure gauge* & *vacuum gauge* dan dicatat secara manual dengan interval waktu 5 menit dan konsumsi energi diukur dengan menggunakan watt meter.



Gambar 1. Skema Mesin Pengering Beku Vakum

Hasil Kerja/Analisa

Perancangan Evaporator dan Kondensor Indoor

Untuk perancangan alat penukar kalor *indoor* menggunakan jenis *serpentine heat exchanger*, dengan menggunakan metode *effectiveness*-NTU

Untuk mengetahui nilai dari efektifitas alat penukar kalor jenis *serpentine* digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\epsilon = \frac{C_c (T_{c_{out}} - T_{c_{in}})}{C_{min} (T_{H_{out}} - T_{c_{in}})}$$

Untuk mengetahui rasio kapasitas panas :

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Adapun untuk mengetahui koefisien perpindahan panas digunakan persamaan :

$$h = \frac{k}{D_h} N_u$$

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada *heat exchanger*, diketahui :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

Untuk menentukan dimensi dan panjang pipa penukar kalor yang dibutuhkan digunakan persamaan:

$$A_s = \frac{NTU \cdot C_{min}}{U}$$

Dimana:

$$L = \frac{A_s}{\pi D_h}$$

Karena selama tahapan proses terjadi pengotoran (*fouling*) pada pipa yang digunakan, sehingga perlu dipertimbangkan faktor pengotoran dimana factor pengotor tersebut dapat dilihat pada tabel 1 berikut;

Tabel 1 Faktor pengotor normal [11]

Jenis Fluida	R _f (m ² C/W)
Air distilasi, air laut, air sungai, air umpan boiler :	
- Dibawah 50°C	0,0001
- Diatas 50°C	0,0002
Minyak Bakar	0,0009
Pelumas, Oli Hidrolik	0,0002
Minyak Sawuran	0,0005
Steam (Oil-free)	0,0001
Steam (with oil traces)	0,0002
Gas Alam	0,0002
Gas buang mesin dan gas bahan bakar	0,0018
Refrigerant (cair)	0,0002
Refrigerant (Uap)	0,0004
Etilen dan metilen glikol	0,00035
Uap alkohol	0,0001
Udara	0,0004

Tahanan termal total yang dikalkulasikan dengan mempertimbangkan faktor pengotor diketahui melalui persamaan:

$$R_{total} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{Ln(d_o/d_i)}{2 \cdot k \cdot L \cdot \Pi} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o}$$

Sehingga, dimensi total pipa penukar kalor yang

dibutuhkan menjadi :

$$U = \frac{1}{R_{total} \cdot A_i}$$

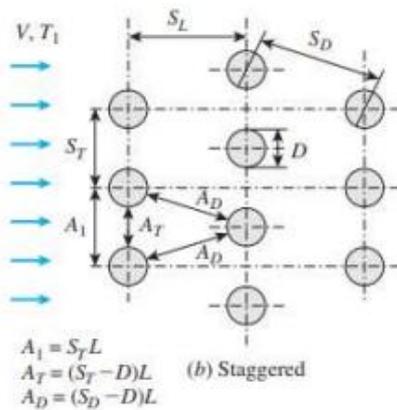
$$A_s = \frac{NTU C_{min}}{U}$$

Maka, panjang total pipa penukar kalor yang akan digunakan dinyatakan dalam bentuk persamaan :

$$L_{total} = \frac{A_0}{\pi D_0}$$

Perancangan Evaporator dan Kondensor Outdoor

Dalam penelitian ini, evaporator dan kondensor outdoor dengan model *fin and tube* dengan menggunakan konfigurasi *staggered*, seperti yang ditunjukkan gambar 2 [12] :



Gambar 1 pola pipa pada susunan *staggered*

Luas permukaan efektif total :

$$A_{total} = A_{tube} + A_{fin}$$

Luas permukaan pipa efektif adalah luas selimut pipa yang bersinggungan langsung dengan fluida eksternal dari pipa tersebut

$$A_{tube} = \pi d_o [L_1 - tN_f] N_t + 2 \left[L_2 \cdot L_3 - \left(\frac{\pi d_o^2}{4} \right) N_t \right]$$

Total luas permukaan sirip yang digunakan :

$$A_{fin} = 2 \left(L_2 \cdot L_3 - \frac{\pi}{4} d^2 N_{tube} \right) N_{fin} + 2 \cdot L_3 \cdot t_{fin} \cdot N_{fin}$$

Luas area yang berhadapan langsung dengan arah fluida eksternal :

$$A_{fr,udara} = L_2 \cdot L_3$$

Luas permukaan *minimum free flow area* (A_{ff}) menggunakan rumus sebagai berikut:

$$A_{ff} = \left\{ \left(\frac{L_3}{P_t} - 1 \right) z + [(S_T - d_r) - (S_t - d_0) \cdot t_f \cdot N_f] \right\} \times L_2$$

Rasio area bebas terhadap luas *frontal area* dari alat penukar kalor [11]:

$$\sigma = \frac{L_2 \cdot L_3 - L_2 \cdot L_3 \cdot t_f \cdot N_f}{L_2 \cdot L_3} \text{ atau } \sigma = \frac{A_{ff}}{A_{fr}}$$

Rasio luas perpindahan panas total dari alat penukar kalor terhadap volume adalah sebagai berikut:

$$\alpha = \frac{A_{tot}}{V}$$

Luas permukaan alat penukar kalor per tube menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$A_{total} = \pi \cdot d_o \cdot (L_2 - P_f) (N_f - 1)$$

$$A_{fin} = 2 \left(S_T \cdot L_3 - \frac{\pi}{4} d^2 \right) N_{fin} + 2 \cdot S_T \cdot t_{fin} \cdot N_{fin}$$

- Unjuk kerja sirip pada alat penukar kalor

Kinerja penggunaan sirip pada alat penukar kalor ditentukan melalui efisiensi sirip. Efisiensi sirip merupakan rasio laju perpindahan panas pada sirip dan laju perpindahan panas maksimum, dinyatakan dalam persamaan:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL}$$

Karena model *fin and tube* memiliki banyak sirip, maka untuk menganalisa *effisiensi* dari sirip alat penukar panas digunakan *overall surface designation* :

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f)$$

Untuk mengetahui nilai perpindahan kalor yang dilepaskan dan ataupun yang diserap oleh penukar kalor adalah :

$$Q_h = Q_c = \dot{m} \cdot \Delta h$$

Dengan menggunakan metode LMTD (*log mean temperature difference*). Laju perpindahan panas yang terjadi dengan menggunakan metode LMTD adalah:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD}$$

Nilai *logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD)* yang di simbolkan dengan ΔT_{lm} [12]:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}$$

Koefisien perpindahan panas dapat dihitung dengan menggunakan persamaan[10]:

$$h = \frac{k}{d} Nu$$

Untuk menghitung hambatan termal total pada alat penukar kalor digunakan persamaan:

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{cond,fin} + R_{cond,tube} + R_{conv,2}$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) diperoleh dengan metode iterasi, sehingga nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh sama atau hampir sama dengan nilai hasil keluarnya atau hasil akhirnya.

$$U = \frac{1}{R}$$

Surface area (A) dan panjang total pipa penukar kalor yang digunakan (L):

$$A_{total} = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_{lm}}$$

$$L_{total} = \frac{A_{tube}}{\pi D}$$

Jumlah pipa yang digunakan dalam susunan *staggered* digunakan persamaan :

$$N_{tube} = \frac{A_{tube}}{\pi D_o L}$$

Perlu untuk melakukan kalkulasi efektivitas dari alat penukar kalor yang dirancang, sebagai tahapan akhir dari rangkaian proses perancangan alat penukar kalor jenis *fin and tube* dengan menggunakan persamaan [13]:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}}$$

Jika $Ch = Cmin$

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})}$$

Jika $Cc = Cmin$

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})}$$

Hasil Perancangan Kondensor dan Evaporator Ganda

Parameter perancangan alat penukar kalor dan rekapitulasi hasil perancangan *indoor* evaporator dan kondenser adalah seperti terlihat pada tabel 2:

Tabel 2. Rekapitulasi *indoor* evaporator dan kondenser

Parameter	Hasil
Beban tahanan termal	63,1 Watt
Beban pendinginan produk	482 Watt
Laju aliran massa refrigerant	0,005183 kg/s
COP Refrigerasi Ideal	2,55
Panjang total evaporator (Serpentine HE)	23 meter
Panjang total kondensor (<i>Fin and Tube HE</i>)	43 meter
Jumlah sirip kondensor	90
Panjang & Dia. Pipa Kapiler	1,66 m & 0,05"
Di dan Do Evaporator	5,23 mm dan 6,35 mm
Di dan Do Kondensor	7,525 mm dan 9,525 mm



Gambar 2 *Indoor* Evaporator dan kondenser (kiri) dan *Outdoor* Evaporator dan kondenser

Berikut rekapitulasi hasil perhitungan untuk *Outdoor* Evaporator dan kondenser seperti terlihat pada tabel 3:

Tabel 3. Rekapitulasi data hasil kalkulasi untuk tahapan

secondary drying

Parameter	Hasil
Beban tahanan termal	63,1 Watt
Beban pendinginan produk	378 Watt
Laju aliran massa refrigerant	0,01003 kg/s
COP Refrigerasi Ideal	2,21
Panjang total kondensor (Serpentine HE)	44,05 meter
Panjang total evaporator (<i>Fin and Tube HE</i>)	37 meter
Jumlah sirip evaporator	77
Panjang & Dia. Pipa Kapiler	2,54 m & 0,054"
Di dan Do Evaporator	7,525 mm dan 9,525 mm
Di dan Do Kondensor	7,525 mm dan 9,525 mm

Setelah perancangan dilakukan maka tahap berikutnya adalah proses pembuatan *indoor* dan *outdoor* evaporator maupun kondenser dan hasilnya seperti terlihat pada gambar 3, selanjutnya dilakukan *assembly* alat penukar kalor pada sistem pengering beku vacuum yang bekerja berdasarkan siklus refrigerasi kompresi uap seperti terlihat pada gambar 4.

Gambar 3 Pengering beku vacuum dan ruang pengering

Pengujian Pengering Beku Vacuum dengan Evaporator dan



Kondensor Ganda Untuk Benih Padi Kapasitas 10 Kilogram

Pengujian dilakukan untuk dapat diketahui efektivitas dari tiap-tiap alat penukar kalor yang telah dirancang dan dibuat, dimana parameter utama alat penukar kalor adalah efektivitasnya dan dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut;

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})}$$

Atau

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})}$$

Pengujian yang dilakukan dengan menggunakan objek benih padi dengan massa awal 10 kilogram, yang mana kadar air dari benih padi adalah 25% dan akan diusahakan untuk mengurangi kadar air sesuai standar, yakni menjadi 11%. Adapun tahapan proses dari pengeringan beku vacuum adalah **pembekuan dan pengeringan primer**. Pada

tahapan ini akan menggunakan *indoor* evaporator dan *outdoor* kondensor. Tahapan pembekuan akan dilakukan hingga temperatur ruang pengering mencapai $-10^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$. Adapun data yang diperoleh pada proses pembekuan dapat dilihat pada tabel 4:

Tabel 4. Rekapitulasi data hasil pengujian pengering beku vakum pada tahapan *freezing*

Parameter	Hasil
Temperatur masuk evap	$-17,4^{\circ}\text{C}$
Tekanan masuk evap	20 kPa
Tekanan keluar evap	$24,21^{\circ}\text{C}$
Temp. masuk condenser	61°C
Tekanan masuk kondenser	1460 kPa
Temp. keluar kondenser	39°C
Tekanan keluar cond.	1460 kPa
Temperatur ruang pengering	33°C
Temp. ruangan pengering akhir tahapan <i>freezing</i>	$-10,2^{\circ}\text{C}$
Tekanan vakum ruangan	-72 cmHg
COP Refrigerasi Aktual	2,224
Efektivitas <i>serpentiine evaporator</i>	92,34%
Efektivitas <i>fin and tube condenser</i>	84,48%

Kemudian setelah temperatur dari ruang pengering untuk tahapan *freezing* tercapai dilakukan tahapan ***pengeringan sekunder*** dengan menggunakan *indoor* kondensor dan *outdoor* evaporator. Pengeringan sekunder akan terus dilakukan hingga temperatur ruangan mencapai $35^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$. Adapun data yang diperoleh pada proses pembekuan seperti terlihat pada tabel 5:

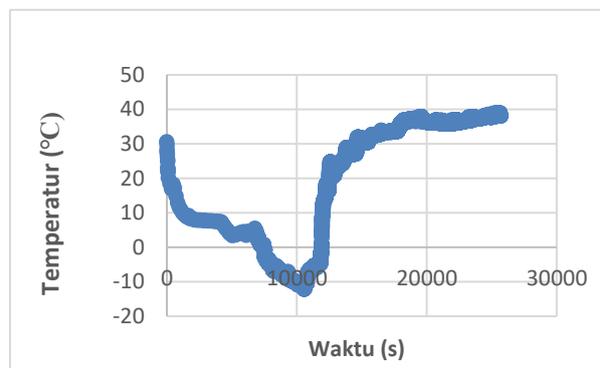
Tabel 5. Rekapitulasi data hasil pengujian pengering beku vakum pada tahapan *secondary drying*

Parameter	Hasil
Temperatur masuk evap	$18,8^{\circ}\text{C}$
Tekanan masuk evap	40 kPa
Tekanan keluar evap	$31,35^{\circ}\text{C}$
Temp. masuk condenser	58°C
Tekanan masuk kondenser	1500 kPa
Temp. keluar kondenser	$38,4^{\circ}\text{C}$
Tekanan keluar cond.	1500 kPa
Temperatur ruang pengering	$-10,0^{\circ}\text{C}$
Temp. ruangan pengering akhir tahapan <i>freezing</i>	$36,2^{\circ}\text{C}$
Tekanan vakum ruangan	-72 cmHg
COP Refrigerasi Aktual	2,1
Efektivitas <i>serpentiine evaporator</i>	93,25%
Efektivitas <i>fin and tube condenser</i>	82,8%

Pengujian untuk mengeringkan padi dengan kapasitas 10 kilogram menggunakan mesin pengering beku vakum dengan menggunakan evaporator dan kondensor ganda mampu mengurangi atau menghilangkan kadar air dari padi. Massa air pada padi 10 kilogram adalah 2,5 kilogram, setelah dilakukan rangkaian proses pengeringan beku

vakum, kadar air padi susut menjadi 13%, ditandai dengan berkurangnya massa padi menjadi 8,8 kilogram.

Hasil dari pengujian pengeringan beku vakum dapat diplot menjadi grafik perubahan temperatur terhadap waktu.



Gambar 5. Grafik Temperatur terhadap Waktu pada Pengeringan Benih Padi Kapasitas 10 Kilogram

Kesimpulan

1. Perancangan *indoor* evaporator dan kondensor tipe *serpentine HE* telah dilakukan dengan Panjang total tube 23 meter 44,05 meter, sementara untuk *outdoor* evaporator dan kondensor dengan tipe *fin and tube* dengan panjang total 37 meter dan 43 meter.
2. Temperatur minimum saat *freezing* $-10,2^{\circ}\text{C}$ dengan COP *actual* 2,224 dan efektivitas *serpentine indoor evaporator* 92,34%, *fin and tube condenser (outdoor kondenser)* 84,48%. Temperatur maksimum *secondary drying* $36,2^{\circ}\text{C}$, dengan COP *actual* 2,1. Efektivitas *serpentine condenser (indoor kondenser)* 93,25% dan *fin and tube evaporator (outdoor evaporator)* 82,8%.
3. Pengeringan beku vakum pada benih padi kapasitas 10 Kilogram mampu menghilangkan kadar air 12%, selama 6,5 jam dengan konsumsi energi 4,16 kWh.

Referensi

1. I. M. Khusna and N. Mariana, "Sistem Pendukung Keputusan Pemilihan Bibit Padi Berkualitas Dengan Metode AHP Dan Topsis," *Jurnal Sisfokom (Sistem Informasi dan Komputer)*, vol. 10, no. 2, pp. 162–169, Jul. 2021,
2. R. Molenaar, "Panen dan Pascapanen Padi, Jadung dan Kedelai, Harvest and Post-Harvest Procedures for Rice, Corn and Soy, Robert Molenaar, Feb. 2020.
3. Surahman, memen, Satoto, Sigit Setiawan, Ahmad Fuadi, Akbar, Hastuti, Catur Setiawan, Khairunas, Marwoso, "Kebijakan_Perbenihan_Padi_Masa_Depan", Biro Perencanaan Sekretariat Jenderal Kementerian Pertanian RI, Desember 2015.
4. S. Yulianti *et al.*, "Design of Tray Dryer Hybrid System (Solar-Heater) for Drying Salted Fish," *Jurnal Kinetika*, vol. 11, no. 02, pp. 10–18, 2020

- 5 Fachruri, M., Muhidong, J. and Sapsal, M.T. (2019) 'Analisis Pengaruh Suhu dan Kelembaban Ruang terhadap Kadar Air Benih Padi di Gudang Penyimpanan PT. Sang Hyang Seri', *Jurnal Agritechno*, pp. 131–137.
- 6 Purnamasari, I. *et al.* (2020) 'Pembuatan Susu Skim Kelapa Bubuk Menggunakan Alat Pengering Beku Vakum Coconut Skim Milk Powder Production Using Vacuum Freeze Dryer', *Jurnal Kinetika*, 11(01), pp. 45–50.
- 7 Mujumdar, A.S, "Guide to Industrial Drying: Principles, Equipment and New Developments", Three S Colors Publications, Mumbai, ISBN: 9788190737135, 2008
- 8 Martin. A, Utari Prayetno, Wandu Wahyudi, Iwan Kurniawan, dan Romy, "Freeze Vacuum Drying with Utilized Waste Heat of Condenser by Quick Drying Method", *Journal of Ocean, Mechanical and Aerospace Science and Engineering*, Vol. 30, 2016, pp. 1-4
- 9 Putra, A. *et al.* (2016) "Perancangan Evaporator Mesin Pengering Pakaian Menggunakan Air Conditioner (Ac) ½ Pk dengan Kompresi Uap Sistem Udara Terbuka", *Jurnal Sains dan Teknologi*, 15(1), pp. 25–33.
- 10 D. Agustina, R. D. Dhewaji, and Awaludin Martin, "Pemanfaatan panas kondenser pada pengering beku vakum," *Jurnal Energi Dan Manufaktur*, vol. 13, no. 1, Apr. 2020
- 11 Cengel, Y., & Boles, M, "Heat Transfer A practical Approach" McGraw – Hill, 2016
- 12 W. M. Kays and A. L. London, "Compact heat exchangers", Third Edition, New York: McGraw-Hill, 2018
- 13 J. H. Lienhard IV and J. H. Lienhard V, A Heat Transfer Textbook, Fifth Edition, Massachusetts: Phlogiston Press, 2020