

# UJI PERFORMANSI DESAIN TERINTEGRASI TUNGKU BIOMASSA DAN PENUKAR PANAS

Performance Test of The Integrated Design of Biomass Furnace and Heat Exchanger

Muhammad Tahir, Rahmiaty Kasim, Yoyanda Bait

Jurusan Agroteknologi, Fakultas Pertanian, Universitas Negeri Gorontalo, Jl. Jenderal Sudirman No. 6 Kota Gorontalo 96128  
Email: muhtahirlaw@gmail.com

## ABSTRAK

Serangkaian pengujian terhadap desain terintegrasi tungku biomassa dan penukar panas telah dilakukan untuk melihat performansinya menggunakan metode efektifitas-NTU ( $\epsilon$ -NTU), efisiensi sebagai fungsi dari *fin analogy number* ( $\eta$ (Fa)) dan beda temperatur rata-rata logaritmik (LMTD). Tungku biomassa sebagai pembangkit panas menghasilkan energi senilai 25.600W dengan laju pembakaran tongkol jagung 7.03 kg/jam. Perhitungan laju pindah panas ke fluida dingin dalam pipa sebagai fungsi dari karakteristik udara, laju massa melalui luas penampang laluan diperoleh sebesar 11,285W. Efektivitas sebagai rasio laju pindah panas aktual dengan panas maksimum yang dapat dipindahkan dalam sebuah penukar panas diperoleh sebesar 0,90. Efisiensi penukar panas sebagai ukuran jelas performansi sistem diperoleh sebesar 0,78. Efisiensi dalam hal ini adalah fungsi dari *fin analogy number* sedangkan *fin analogy number* merupakan fungsi dari beberapa variabel seperti hasil perkalian UA, laju kapasitas panas minimum ( $C_{\min}$ ) dan rasio kapasitas (Cr). Performansi lainnya ditunjukkan melalui nilai faktor koreksi sebesar 0,5 menunjukkan bahwa penukar panas tidak sepenuhnya merupakan aliran-melawan melainkan terbentuk aliran-silang khususnya di dalam ruang antar sekat dengan pola turbulensi (Re: 8.524 > 6.000).

**Kata kunci:** Penukar panas, tungku biomassa, efektifitas, efisiensi, uji performansi

## ABSTRACT

A series testing of the integrated design of biomass furnace and heat exchanger was conducted to see the performance using methods such as the effectiveness-number of transfer unit ( $\epsilon$ -NTU), the efficiency as a function of Fin Analogy Number ( $\eta$ (Fa)) and the log-mean temperature difference (LMTD). The biomass furnace as a plant to generated heat produced value of energy 25,600W with the burning rated of corncob 7.03 kg/hour. The calculation of amount of heat transfer to the cold fluid in the tubes as function of fluid characteristic, mass rated of dry air in a longitudinal section was 11,285W. The effectiveness as the ratio of actual heat transfered to the absolute maximum heat that can be transferred in a heat exchanger was 0.90. The efficiency of heat exchanger as a clear measurement of performance system was 0.78. The efficiency as a function of fin analogy number, employed several variable as it function; such as the product of UA, minimum heat capacity rate ( $C_{\min}$ ) and the capacity ratio (Cr). Another performance showed by correction factor with value of 0.5 indicated that the heat exchanger was not a pure of counter-flow but made of cross-flow in the single segmental baffle with turbulences pattern (Re: 8.524 > 6.000).

**Keywords:** Heat exchanger, biomass furnace, effectiveness, efficiency, performance test

## PENDAHULUAN

Pengembangan peralatan pembangkit panas untuk keperluan pengeringan bahan hasil pertanian sangat penting terutama dalam mendukung proses pengolahan skala menengah. Peralatan pembangkit panas secara umum adalah

tungku (*burner/furnace*) dengan karakteristik tergantung kepada jenis bahan bakar yang digunakan. Pemanfaatan panas yang dihasilkan oleh sebuah pembangkit juga dapat dibedakan berdasarkan langsung tidaknya panas tersebut diaplikasikan ke bahan yang dikeringkan. Pembangkit panas berupa elemen listrik memiliki karakteristik panas

yang bersih dan dapat langsung diaplikasikan. Sedangkan pembangkit panas berupa tungku pembakaran umumnya memiliki gas buang yang bersifat kotor seperti campuran asap, abu dan kotoran lainnya. Pembangkit panas jenis ini biasanya dilengkapi dengan peralatan tambahan yang disebut dengan penukar panas (*heat exchanger*).

Salah satu tungku yang memiliki potensi pengembangan berdasarkan tingkat kepraktisannya dimana tidak merepotkan operator untuk menjaga bara api di dalamnya adalah tungku tipe hisap. Tungku ini memberikan kinerja yang baik dalam pengujian pengeringan jagung tongkol dengan potensi suhu 60,7 °C untuk laju pembakaran arang tempurung kelapa 1,0 kg/jam (Tahir, 2009). Salah satu kelemahan sistem pengeringan dengan panas langsung dari tungku adalah emisi gas buang berupa asap dan abu hasil pembakaran yang mengotori jagung yang dikeringkan tersebut. Pengembangan tungku tipe hisap yang dilengkapi dengan penukar panas skala laboratorium untuk menghasilkan udara panas pengeringan telah diuji dan menghasilkan temperatur udara rata-rata 55,8 °C dari suhu udara masuk 24,4 °C. Sedangkan temperatur udara buangan masih tinggi yakni 90,8 °C karena desainnya memiliki luas bidang penukaran panas yang terbatas yaitu 0,32 m<sup>2</sup>. Kondisi tersebut diperoleh dari laju pembakaran arang tempurung kelapa berkisar 4 – 5 kg/jam (Tahir, 2010).

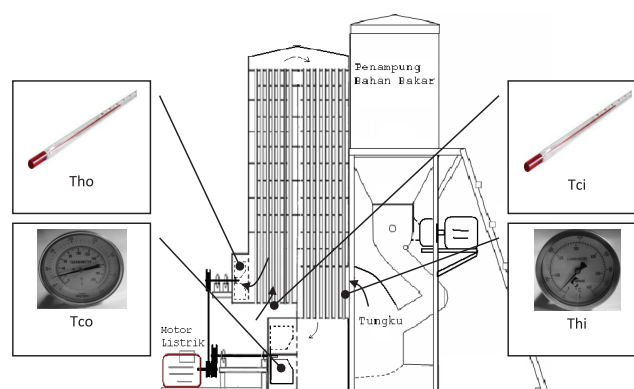
Kebutuhan masyarakat terhadap sistem pengeringan dengan kriteria biaya operasional rendah dan kinerja memadai akan selalu ada. Sistem pengeringan dengan kriteria tersebut umumnya memanfaatkan sumber energi terbarukan seperti biomassa, panas bumi, panas radiasi surya dan tidak termasuk didalamnya yang menggunakan bahan bakar minyak (fosil). Beberapa jenis pengeringan dengan kriteria biaya operasional rendah dan kinerja memadai adalah sistem pengering surya yang memanfaatkan mekanisme efek rumah kaca seperti *GHE solar dryer* (Kamaruddin, 2007). Sistem pengering yang memanfaatkan panas bumi di Kamojang seperti *Geothermal Energy Dryer for Beans and Grains Drying* (Sumotarto, 2007). Pengembangan jenis pengeringan tersebut memiliki daya saing yang tinggi dan sangat dibutuhkan dalam industri pengolahan pada masa sekarang dan masa yang akan datang.

Dalam penelitian ini, dikaji sebuah desain terintegrasi pembangkit panas berupa tungku biomassa dan penukar panas yang menghasilkan udara panas bersih yang dapat dimanfaatkan untuk proses pengeringan. Pengujian performansinya meliputi pembangkitan panas tungku biomassa dari bahan bakar tongkol jagung, analisis pindah panas dan efisiensi serta efektivitas penukaran panas pada jenis tabung pipa dan selubung (*shell and tube*). Metode analisis penukar panas meliputi beda temperatur udara logaritmik atau *log-mean temperature difference (LMTD)* dan *effectivity*

of Number Transfer Unit ( $\epsilon$ -NTU). Efisiensi penukar panas didefinisikan sebagai perbandingan laju pindah panas aktual ( $q$ ) dengan laju pindah panas optimum ( $q_{opt}$ ). Laju pindah panas optimum adalah hasil perkalian UA penukar panas tersebut dengan beda temperature udara aritmetiknya atau *Arithmetic Mean Temperature Difference (AMTD)*. Adapun perbedaan penggunaan metode *LMTD* dengan  $\epsilon$ -NTU adalah terletak pada jenis parameter yang diketahui untuk menentukan atau menghitung kondisi parameter lainnya (Fakheri, 2007). Desain ini diharapkan menjadi sistem pembangkit panas pilihan untuk kategori energi biomassa diantara sumber energi terbarukan lainnya seperti panas bumi dan radiasi surya.

## METODE PENELITIAN

Metode yang digunakan adalah pengujian langsung tungku biomassa dan penukar panas dengan pembakaran tongkol jagung sebagai bahan bakar. Persiapan bahan bakar dilakukan dengan menimbang tongkol jagung kering awal dan sisanya pada akhir pengujian sehingga diketahui berat tongkol jagung yang digunakan. Pengukuran kadar air tongkol jagung dilakukan dengan teknik sampling dan rata-rata hasil perhitungan. Sedangkan penyiapan penukar panas berupa sumber daya listrik untuk *blower* dan instrumen ukur berupa 2 buah termometer panel dan 2 buah termometer alkohol untuk 4 titik pengukuran. Termometer panel terdiri atas merek Sense dengan skala 0 – 600 °C, merek Wipro dengan skala 0 – 200 °C dan 2 buah termometer alkohol berskala 0 – 110 °C. Keempat titik pengukuran diberi label yakni titik udara panas tungku masuk selubung ( $T_{hi}$ ), titik udara panas keluar selubung ( $T_{ho}$ ), titik udara lingkungan masuk pipa ( $T_{ci}$ ) dan titik udara panas untuk pengeringan ( $T_{co}$ ). Pencatatan data temperatur udara dilakukan tiap 5 menit selama sekitar 1 jam untuk 3 kali ulangan.



Gambar 1. Skema tungku dan penukar panas serta titik pengukuran suhu

Metode analisis meliputi besaran laju pindah panas antara kedua aliran fluida yakni udara panas (*hot*) dalam selubung dan fluida dingin (*cold*) dalam tabung pipa. Metode lainnya meliputi efektifitas;  $\epsilon$ -NTU, beda temperatur rata-rata logaritmik (LMTD) dan efisiensi sebagai fungsi *Fin Analogy Number* (*Fa*). Jenis aliran yang terbentuk juga dianalisis melalui perhitungan bilangan Reynold ( $Re_{Num}$ ). Ekspresi persamaan tersebut adalah sebagai berikut:

Pindah panas aktual ke fluida dingin (*q*) :

$$q = \left[ \dot{m} \times C_p \times (T_{co} - T_{ci}) \right]_{dingin}$$

$$= - \left[ \dot{m} \times C_p \times (T_{ho} - T_{hi}) \right]_{panas} \dots\dots\dots(1)$$

Efektivitas-Number of Transfer Unit ( $\epsilon$ -NTU) :

$$\epsilon = \frac{q}{C_{min} (T_{hi} - T_{ci})} \dots\dots\dots(2)$$

Efisiensi-*Fin Analogy Number* ( $\eta$ (*Fa*)) :

Dimana  $Fa = NTU(1-Cr)/2$  dan  $Cr = C_{min}/C_{maks}$

$$\eta = \frac{\tanh(Fa)}{(Fa)} \dots\dots\dots(3)$$

Faktor koreksi (*F*) :

$$F = \frac{q}{U A L M T D} \dots\dots\dots(4)$$

Dan Bilangan Reynold ( $Re_{Num}$ ) :

$$N_{Re} = \frac{\rho \times v \times D}{\mu} \dots\dots\dots(5)$$

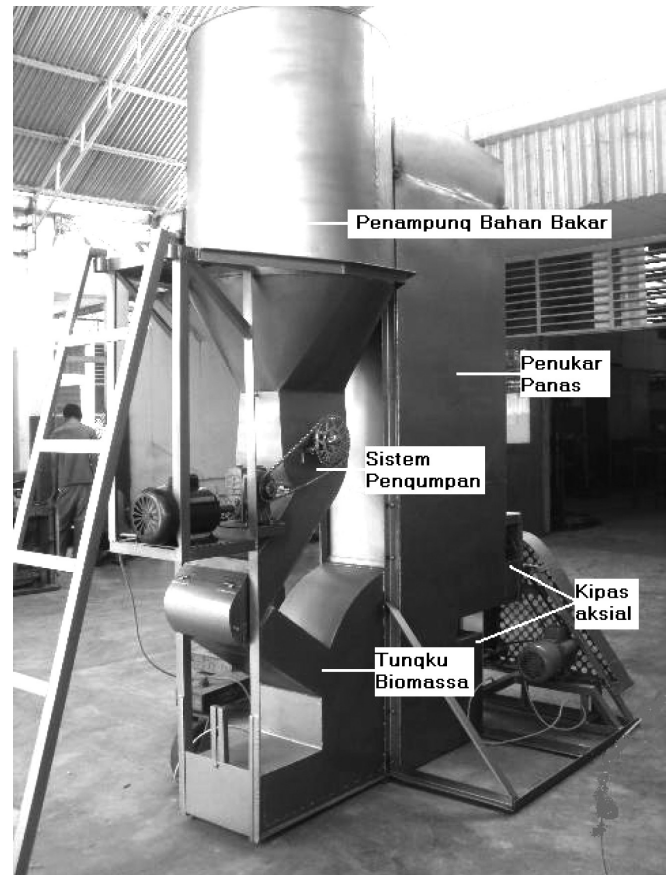
Simbol:

- A = luas bidang penukaran panas, m<sup>2</sup>
- Cc = laju pindah panas fluida dingin, W/K
- CH = laju pindah panas fluida panas, W/K
- Cmin = laju kapasitas panas minimum, W/K
- Cmaks = Laju kapasitas panas maksimum, W/K
- Cp = panas jenis udara konstan, J/Kg.K
- Cr = rasio kapasitas panas
- D = diameter pipa, m
- F = faktor koreksi LMTD
- Fa = fin analogy number
- LMTD = *log-mean temperature difference*, K
- $\dot{m}$  = laju massa udara, kg/detik
- NTU = number of transfer unit
- q = laju pindah panas, W
- qopt = laju pindah panas optimum, W

- U = koefisien pindah panas keseluruhan, W/m<sup>2</sup>.K
- $\epsilon$  = efektifitas,  $\eta$  = efisiensi
- $\rho$  = densitas fluida, kg/m<sup>3</sup>
- v = *velocity* fluida, m/detik
- $\mu$  = viskositas fluida, kg/(m s)

**HASIL DAN PEMBAHASAN**

Kegiatan desain menghasilkan sebuah pembangkit panas terintegrasi yang terdiri atas tungku pembakaran biomassa dengan sistem pengumpanan bahan-bakar dan penukar panas (*heat exchanger*) jenis selubung dan tabung (*shell-and-tube*). Tungku dimaksudkan sebagai sumber pembangkitan panas (kalor) dari proses pembakaran biomassa berupa tongkol jagung. Panas pembakaran tungku yang bercampur dengan asap dan kotoran lain seperti abu selanjutnya di salurkan ke penukar panas dengan bantuan daya hisap kipas aksial (*blower*). Penukar panas berupa pipa-pipa memiliki ujung saluran udara masuk untuk dipanaskan dan ujung saluran udara keluar untuk dimanfaatkan sebagai udara panas pengeringan.

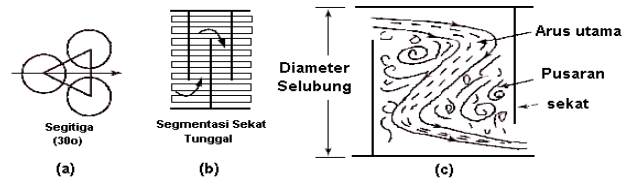


Gambar 2. Desain terintegrasi tungku biomassa dan penukar panas

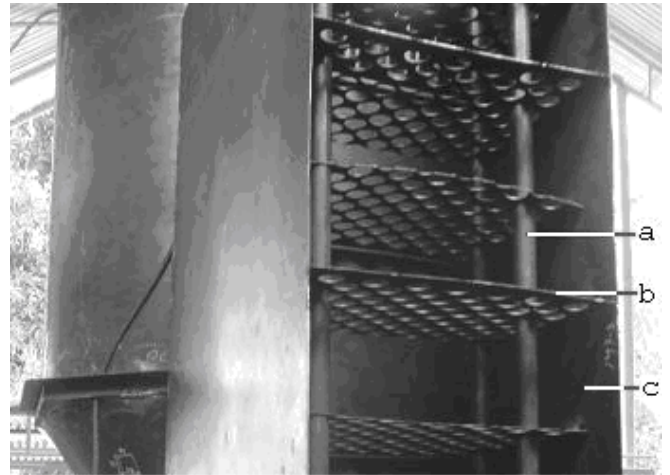
Bahan bakar yang digunakan dalam pembangkitan panas adalah tongkol jagung yang merupakan produk samping dari komoditas jagung yang banyak dihasilkan di daerah Gorontalo. Jenis bahan bakar ini juga memiliki potensi kalor dan menjadi sumber bahan bakar alternatif yang mulai diminati. Sonobe dan Worasuwannarak (2006) dalam penelitiannya menunjukkan data bahwa nilai kalor tongkol jagung adalah sebesar 4279,6 Kal/gram  $\approx$  17.500 kJ/kg. Sedangkan Oladeji (2010), Oladeji dan Lucas (2011) melakukan penelitian tentang densifikasi dan karakteristik bahan bakar briket yang terbuat dari residu tongkol jagung dan sekam padi dengan nilai kalor masing-masing 20.890 kJ/kg dan 13.389 kJ/kg. Nilai kalor yang rendah (*Low Heating Value*) dipilih sebagai nilai yang digunakan dalam perhitungan energi pembakaran tongkol jagung pada tungku. Desain tungku sebagai tempat pembakaran memiliki saluran pengumpanan bahan bakar, saluran suplai udara yang dapat diatur luas penampangnya sekaligus pengeluaran abu hasil pembakaran serta saluran panas bercampur asap masuk ke penukar panas. Konsumsi bahan bakar dalam pengujian menghabiskan tongkol jagung sebanyak 8,2 kg selama rata-rata 1 jam 10 menit atau laju pembakaran tungku 7,03 kg/jam. Panas yang dibangkitkan berdasarkan data-data tersebut di atas adalah sebesar 25,6 kJ/detik (25.600 Watt).

Penukar panas yang digunakan dalam pengujian merupakan hasil desain yang dapat dikategorikan dalam tipe selubung dan tabung (*Shell-and-Tube*). Selubung dalam desain ini berbentuk balok terbuat dari besi plat dengan penampang berbentuk segiempat. Sedangkan tabung adalah pipa-pipa yang terdapat dalam selubung dan tersusun dalam pola segitiga (*triangular*). Pola ini digunakan karena dapat mengakomodasi jumlah pipa yang lebih banyak dari pada pola segiempat. Dalam pola yang digunakan tersebut terdapat pipa sebanyak 85 buah. Untuk membentuk sirkulasi udara yang optimal disekitar pipa dalam selubung maka dipasang sekat (*baffle*) dengan jarak antar sekat (*baffle spacing*) 15 cm dan potongan sekat (*baffle cut*) 7,5 cm. Dengan adanya daerah antar sekat ini maka pola aliran yang terbentuk di dalamnya adalah aliran silang (*cross flow*). Sebagaimana penggambaran Mukherjee (1998) tentang desain efektif sebuah penukar panas tipe selubung dan tabung, desain ini termasuk sekat segmentasi tunggal (*Single Segmental Baffle*) dengan pola aliran dalam sekat terpotong kecil (*Small Baffle Cut*).

Jenis aliran yang terbentuk sebagaimana hasil perhitungan bilangan Reynold dengan nilai 8524,8 adalah aliran turbulen karena lebih besar dari nilai batas 6000. Sifat dari jenis aliran ini adalah terbentuknya pusaran (*eddies*) yang memiliki efek pengadukan udara dan efektif meningkatkan koefisien pindah panas udara (Bartlett, 1996).

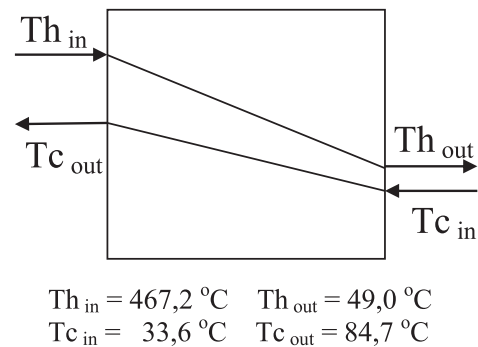


Gambar 3. Penukar panas susunan segitiga (a), Sekat segmentasi tunggal (b) dan pola aliran dalam sekat terpotong kecil (c)



Gambar 4. Struktur pipa (*tube*) yang akan mengisi seluruh lobang bulat pada sekat (a), sekat (*baffle*) berselang-seling (b), dan penutup luar (*shell*) penukar panas

Pengujian kinerja tungku dan penukar panas memberikan data temperatur udara tungku masuk ke selubung ( $T_{hi}$ ) sebesar 467,2 oC dan temperatur udara keluar ( $T_{ho}$ ) 49,0 oC. Sedangkan temperatur udara masuk pipa ( $T_{ci}$ ) 33,6 oC dan temperatur udara keluar pipa ( $T_{co}$ ) 84,7 oC. Secara skematik pola temperatur udara kedua aliran dapat dilihat pada gambar 5 berikut ini.



Gambar 5. Pola suhu udara pengujian penukar panas

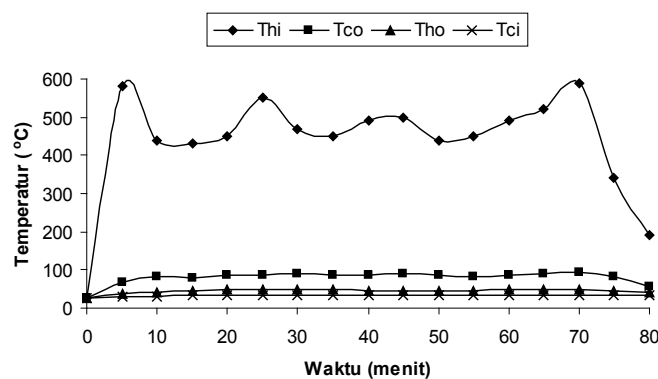
Fakheri (2007) menyatakan bahwa terdapat 2 metode yang secara luas digunakan dalam analisis penukar panas yaitu beda temperatur udara logaritmik atau *Log-Mean Temperature Difference (LMTD)* dan efektivitas NTU ( $\epsilon$ -NTU). Secara khusus sebuah penukar panas dapat pula dilihat performansinya dengan metode efisiensi. Metode *LMTD* digunakan jika temperatur masuk dan keluar kedua aliran diketahui sedangkan ukuran penukar panas tersebut akan diketahui. Sementara metode  $\epsilon$ -NTU digunakan jika ukuran penukar panas dan temperatur fluida masuk diketahui sedangkan laju pindah panas dan temperatur fluida keluar akan diketahui.

Dalam penelitian ini, analisis penukar panas ini akan didekati dengan metode  $\epsilon$ -NTU karena parameter ukuran, temperatur masuk dan keluar kedua fluida diketahui sedangkan laju pindah panasnya akan ditentukan. Berdasarkan laju pindah panas aktual ke fluida dingin dengan perubahan temperatur 33,6 °C menjadi 84,7 °C, kondisi kapasitas panas udara tersebut diperoleh nilai  $C_c = 220,8$  W/K dan  $Q_{akt} = 11.285$  W. Kondisi fluida panas dengan pendekatan yang sama diperoleh nilai  $C_H = 28,8$  W/K dengan laju pindah panas optimum  $Q_{opt} = 12.490$  W. Efektivitas sebagai rasio  $Q_{akt}$  dan  $Q_{opt}$  diperoleh nilai sebesar 0,90 dengan rasio kapasitas panas ( $C_R$ ) sebesar 0,13 dan nilai kapasitas panas minimum,  $C_{min} = C_H$ . Perhitungan besaran efisiensi dengan persamaan umum yang melibatkan *Fin Analogi Number (Fa)* untuk penukar panas aliran melawan diperoleh sebesar 0,78 dari nilai  $Fa = 1,28$ . Nilai koefisien pindah panas keseluruhan;  $U$ ,  $NTU$  dan luas bidang pindah panas;  $A$  berturut-turut sebesar 2,34 W/m<sup>2</sup>.K, 2,18 dan 26,81 m<sup>2</sup>. Untuk nilai laju pindah panas yang sama jika dikembalikan ke persamaan metode *LMTD* maka diperoleh nilai faktor koreksi  $F$  sebesar 0,5.

Besar laju pindah panas yang masuk ke selubung dan menyebabkan beda temperatur dari 467,2 °C menjadi 49,0 °C (12.490 W) jika dibandingkan dengan panas yang dibangkitkan pada tungku pembakaran sebesar 25.600 W, maka besarnya berkisar 49%. Hal ini antara lain disebabkan karena adanya pembakaran tidak habis dan panas hilang yang hampir separuh dari panas yang dibangkitkan. Sedangkan dari panas yang masuk keselubung (12.490 W) dan yang pindah ke udara pengering dengan beda temperatur 33,6 °C menjadi 84,7 °C (11.285 W) memiliki makna bahwa hampir sekitar 90% panas tersebut dipindahkan. Nilai sebesar 0,90 ini juga merupakan indikator efektivitas dari penukar panas tersebut. Efektivitas ini jika dibandingkan dengan nilai efisiensi berdasarkan *Fin Analogi Number* yakni sebesar 0,78 maka dapat diartikan bahwa tingkat performansi sistem secara keseluruhan penukar panas hanya sebesar 0,78 meskipun efektivitas penukaran panas mencapai 0,90. Jika nilai efektivitas semata melihat besaran panas yang mengalami perpindahan maka

nilai efisiensi melihat performansi dari berbagai parameter seperti koefisien pindah panas keseluruhan dan luas bidang penukaran serta rasio kapasitas panas kedua fluida dalam sebuah penukar panas. Dengan demikian dapat dikatakan bahwa efisiensi merupakan fungsi dari berbagai parameter yang berpengaruh dan cakupannya lebih luas dari efektivitas sebagai sebuah fungsi.

Faktor koreksi ( $F$ ) sebesar 0,5 menunjukkan bahwa laju pindah panas disamping merupakan hasil perkalian  $UA$  dibawah kondisi beda temperatur udara logaritmik (*LMTD*) juga harus disertai dengan nilai yang merupakan koreksi terhadap kondisi tersebut. Nilai *LMTD* dan *AMTD* untuk desain ini berturut-turut sebesar 377,71 K dan 198,95 K. Hal ini merupakan ciri khas untuk desain penukar panas dengan jenis aliran melawan (*counter flow*). Secara ideal nilai faktor koreksi untuk penukar panas aliran melawan mendekati 1 dan nilai 0,5 yang menjauh dari nilai tersebut lebih disebabkan oleh desain penukar panas yang tidak sepenuhnya aliran melawan. Hal ini terjadi karena pola aliran secara segmental yakni ruangan di antara sekat (*baffle*) memiliki pola aliran silang (*cross flow*). Besarnya laju pindah panas juga dipengaruhi oleh jenis aliran dalam ruangan bersekat tersebut yang mengalami turbulensi yakni ditandai dengan bilangan Reynold yang lebih besar dari 6000.

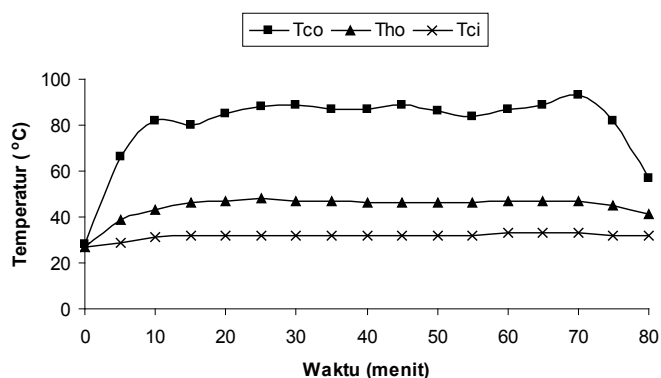


Keterangan :  
 Thi : udara panas tungku masuk selubung  
 Tho : udara panas keluar selubung  
 Tci : udara lingkungan masuk pipa  
 Tco : udara panas untuk pengeringan

Gambar 6. Pola temperatur udara kedua fluida penukar panas

Pada gambar 6 terlihat bahwa panas udara tungku pembakaran yang selanjutnya masuk ke selubung ( $Th_i$ ) berada pada kisaran 400 °C – 600 °C. Kondisi ini sengaja dibuat dengan mengatur laju pengumpanan bahan bakar yang masuk di tungku. Laju pengumpanan tersebut masih bisa ditingkatkan dan temperaturnya diperkirakan mencapai 800 °C. Dari pola temperatur udara tungku yang masuk ke

selubung terlihat adanya fluktuasi sedangkan temperatur yang tercipta pada titik keluar pipa sebagai udara pengeringan relatif konstan. Karakteristik ini merupakan bagian dari sistem penukar panas yang sifatnya menjaga kestabilan temperatur seperti terlihat pada gambar 7 berikut ini.



Keterangan :

Tci : udara lingkungan masuk pipa

Tco : udara panas untuk pengeringan

Tho : udara panas keluar selubung bercampur asap.

Gambar 7. Pola temperatur udara penukar panas (Thi dikeluarkan)

Udara pengering (Tco) dengan temperatur 84,7 °C selanjutnya merupakan panas potensial untuk diaplikasikan dalam proses pengeringan. Kondisi udara tersebut cukup sesuai dengan kondisi pengeringan biji jagung yang direkomendasikan oleh Chakraverty dan Singh (2001) yaitu pemanasan maksimum suhu udara pengering yang akan mengenai bahan untuk benih 43 °C, pangan 54 °C dan pakan 82 °C. Capaian temperatur udara yang dihasilkan oleh desain tungku dan penukar panas berbahan bakar tongkol jagung dapat dikondisikan untuk ketiga peruntukan bahan yang berbeda tersebut. Adapun pengkondisiannya dapat dilakukan dengan mengatur laju pengumpanan bahan bakar baik secara manual atau dengan perangkat elektronik pengatur temperatur dalam kaitannya dengan laju pengumpanan bahan bakar.

## KESIMPULAN DAN SARAN

Berdasarkan uraian pembahasan, simpulan dan saran dapat dijabarkan sebagai berikut:

- 1) Penukar panas memiliki kinerja yang dapat memenuhi kebutuhan panas udara pengeringan biji jagung berdasarkan rekomendasi untuk pakan sebesar 82 °C.
- 2) Kebutuhan pengumpanan tongkol jagung sebagai bahan bakar pada tungku biomassa minimal 7,03 Kg/jam untuk memenuhi tingkat suhu sebesar 84,7 °C. Kondisi performansi tungku biomassa ini hanya berlaku untuk

bahan bakar tongkol jagung dengan kadar air rata-rata 14,6 % basis basah.

- 3) Laju pindah panas aktual yang terjadi pada penukar panas adalah sebesar 11.285 Watt dengan efektivitas penukaran panas 0,90. Sedangkan efisiensi penukar panas sebagai ukuran tingkat performansi sistem secara keseluruhan adalah 0,78.
- 4) Pengujian penukar panas pada skala lapangan dengan komoditas nyata diperlukan untuk memperoleh validitas pada alat sebagai sebuah hasil desain.

## UCAPAN TERIMA KASIH

Terima kasih disampaikan kepada Direktur DP2M atas dana hibah yang diberikan dalam kegiatan penelitian ini.

## DAFTAR PUSTAKA

- Bartlett, D.A. (1996). *The Fundamentals of Heat Exchangers. The Industrial Physicist -American Institute of Physics.* <http://www.aip.org/tip/INPHFA/vol-2/iss-4/p18.pdf>. [27 Juli 2011].
- Cakraverty A. dan Singh, R.P. (2001). *Postharvest Technology; cereals, pulses, fruits and vegetables.* Science Publishers, Inc. New Hampshire.
- Fakheri, A. (2007). Heat exchanger efficiency. *ASME J. Heat Exchanger* **129**: 1268-1276.
- Kamaruddin, A. (2007). Dissemination of GHE solar dryer in Indonesia. *J. ISESCO Science and Technology Vision* **3**(3): 102-105.
- Mukherjee, R. (1998). Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers. *Chemical Engineering Progress* – Februari 1998. American Institut of Chemical Engineers. <http://www-unix.ecs.umass.edu/~rlaurenc/Courses/che333/exchanger.pdf>. [27 Juli 2011].
- Oladeji, J.T. (2010). “Fuel Characterization of Briquettes Produced from Corncob and Rice Husk Resides”. *Pacific Journal of Science and Technology.* **11**(1):101-106.
- Oladeji, J.T. dan Lucas, E.B. (2011). Densification and fuel characteristics of briquettes produced from corncob. *Academia Arena* **3**(6):25-30.
- Sumotarto, U. (2007). Design of a geothermal energy dryer for beans and grains drying in Kamojang geothermal field, Indonesia. *GHC Bulletin* : 13-18.

Sonobe, T. dan Worasuwannarak, N. (2006). Pyrolysis characteristics of blends of agricultural residues with lignite. *Asian Journal on Energy and Environment* 7(03): 347-355.

Tahir, M. (2009). Rancang bangun sistem pengering energi surya dan biomassa dengan kontrol suhu untuk

pengeringan biji-bijian. *Jurnal Agrosains Tropis* 4(1) : 11-16.

Tahir, M. (2010). *Desain Tungku Tipe Hisap dan Penukar Panas (Heat Exchanger) untuk Pembangkitan Panas Pengeringan*. Laporan Penelitian. Universitas Negeri Gorontalo. Gorontalo.