

KOEFISIEN PINDAH PANAS KESELURUHAN ALAT PENUKAR PANAS DALAM PENDINGINAN NOKTURNAL

I.B.P. Gunadnya

Jurusan Teknik Pertanian, Fakultas Teknologi Pertanian, Universitas Udayana

K. Abdullah

Universitas Darma Persada, Jakarta

A.H. Tambunan dan Y.A. Purwanto

Departemen Teknik Pertanian, Fakultas Teknologi Pertanian, Institut Pertanian Bogor

M.A.M. Oktaufik

Balai Besar Teknologi Energi (B2TE)-BPPT Serpong, Jawa Barat

ABSTRACT

A series of field experiments have been conducted to estimate values of thermal parameters of a heat exchanger, such as overall heat transfer coefficient (U), number of transfer units (NTU), and effectiveness (ϵ), in a nocturnal cooling system. Accumulated experimental data showed that these parameters are proportional to the logarithmic relation to mass flow rate of water flowing into the heat exchanger. Empirical correlation developed for this purpose indicated that correlation coefficient of U was 0.76. The correlation function developed for cross-flow is applicable to predict outlet air temperature with an average error of 0.1°C.

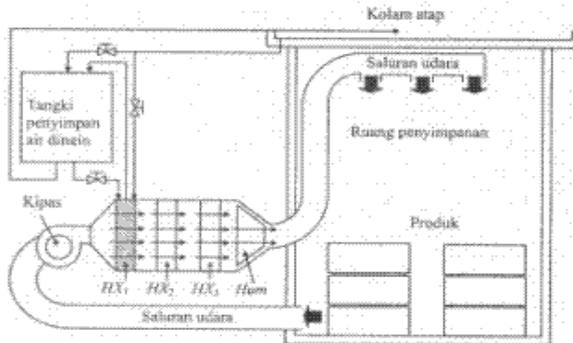
Kata kunci: pindah panas, koefisien pindah panas keseluruhan, fungsi korelasi, NTU, keefektifan alat penukar panas, pendinginan nokturnal.

PENDAHULUAN

Kamaruddin (1998) melaporkan bahwa pemanfaatan pendinginan nokturnal yang berwawasan lingkungan dapat diterapkan di Indonesia dengan laju pembuangan panas antara 40-60W/m². Hal ini didukung oleh hasil-hasil penelitian yang sudah dilakukan di beberapa tempat seperti di Darmaga, Puncak dan Malang serta di Candikuning Bali yang membuktikan bahwa pendinginan nokturnal berpotensi untuk diterapkan. Di beberapa tempat terutama di daerah-daerah pegunungan seperti di Malang, Puncak, Lembang, Brastagi dan Candikuning, suhu ruang pendingin untuk produk segar tanaman tropis, yang berkisar antara 15-20°C sudah dapat dicapai dengan sistem pendinginan nokturnal ini. Tetapi pencapaian ini kurang memenuhi harapan ketika petani membutuhkan sistem pendingin untuk produk tanaman subtropis yang kisaran suhu penyimpanannya lebih rendah. Kebutuhan akan produk segar tanaman subtropis semakin meningkat dengan semakin meningkatnya jumlah kunjungan wisatawan dari luar negeri ke Indonesia terutama ke Bali. Untuk memenuhi kebutuhan ini maka sistem pendinginan nokturnal yang sudah ada perlu ditambahkan dengan sistem pendinginan konvensional seperti mesin pendingin kompresi uap.

Instalasi penyimpanan dingin di Desa Candikuning didesain ulang dengan menambahkan saluran udara dan pendinginan udara pendingin ruangan dilakukan didalam rumah penukar panas saluran udara. Air dingin hasil pendinginan nokturnal digunakan sebagai pendingin awal (precooler) udara yang akan dihembuskan kedalam ruang penyimpanan dingin. Setelah mendapat pendinginan awal, udara didinginkan lebih lanjut dengan menggunakan mesin pendingin kompresi uap. Gambar 1 memperlihatkan skema dari sistem yang dibangun. Alat penukar panas 1 (HX_1) adalah alat yang difungsikan sebagai precooler, yang dialiri air dingin yang dihasilkan dari pendinginan nokturnal dengan menggunakan kolam atap dengan air dangkal. Air dingin yang dialirkan kedalam HX_1 bisa langsung dari air kolam atap atau dari tangki penyimpan air dingin. Karena berfungsi sebagai precooler maka alat penukar panas 1 diletakkan paling depan dari deretan alat penukar panas lainnya. Alat penukar panas 2 dan 3 (HX_2 dan HX_3) adalah alat penukar panas dari mesin pendingin kompresi uap dan *Hum* merupakan alat pelembab udara dingin. Udara ruangan secara terus menerus dialirkan dari ruang penyimpanan melalui saluran udara melewati alat penukar panas 1 (precooler), 2 dan 3 serta alat pelembab udara sampai suhu udara ruang penyimpanan mencapai target suhu penyimpanan untuk hasil pertanian segar.

Instalasi penyimpanan dingin di Desa Candikuning didesain ulang dengan menambahkan saluran udara dan pendinginan udara pendingin ruangan dilakukan didalam rumah penukar panas saluran udara. Air dingin hasil pendinginan nokturnal digunakan sebagai pendingin awal (precooler) udara yang akan dihembuskan kedalam ruang penyimpanan dingin. Setelah mendapat pendinginan awal, udara didinginkan lebih lanjut dengan menggunakan mesin pendingin kompresi uap. Gambar 1 memperlihatkan skema dari sistem yang dibangun. Alat penukar panas 1 (HX_1) adalah alat yang difungsikan sebagai precooler, yang dialiri air dingin yang dihasilkan dari pendinginan nokturnal dengan menggunakan kolam atap dengan air dangkal. Air dingin yang dialirkan kedalam HX_1 bisa langsung dari air kolam atap atau dari tangki penyimpan air dingin. Karena berfungsi sebagai precooler maka alat penukar panas 1 diletakkan paling depan dari deretan alat penukar panas lainnya. Alat penukar panas 2 dan 3 (HX_2 dan HX_3) adalah alat penukar panas dari mesin



Gambar 1. Skema instalasi penyimpanan dingin di Desa Candikuning Bali.

pendingin kompresi uap dan *Hum* merupakan alat pelembab udara dingin. Udara ruangan secara terus menerus dialirkan dari ruang penyimpanan melalui saluran udara melewati alat penukar panas 1 (precooler), 2 dan 3 serta alat pelembab udara sampai suhu udara ruang penyimpanan mencapai target suhu penyimpanan untuk hasil pertanian segar.

Trisasiwi (2000) di Candikuning menggunakan pipa tembaga yang dilingkarkan sebagai alat penukar panas. Di Malang Trisasiwi (2000) menggunakan alat penukar panas mobil sebagai alat penukar panas yang dipasang didalam ruang penyimpanan dingin. Dalam penelitian ini, alat penukar panas 1 yang difungsikan sebagai precooler dibuat dari bahan yang mudah ditemukan di pasaran.

Parameter termal dari alat penukar panas yang dibuat perlu ditetapkan karena sumbangan pendinginan nokturnal terhadap penurunan suhu udara dingin ditentukan oleh nilai parameter termal ini. Parameter termal yang penting untuk diketahui mencakup nilai koefisien pindah panas keseluruhan (U), NTU (number of transfer units) dan keefektivan (ϵ) alat penukar panas. Hal lain yang sangat penting untuk diketahui adalah kemampuan alat penukar panas yang dibuat dalam menurunkan suhu udara setelah melewati alat tersebut.

Data hasil percobaan-percobaan di lapangan digunakan untuk menduga nilai U dengan menggunakan metode LMTD (log-mean temperature difference). Setelah nilai U alat penukar panas dapat ditentukan, maka berikutnya dapat pula ditetapkan nilai parameter pindah panas penting lainnya seperti NTU dan ϵ untuk aliran silang (cross-flow) alat penukar panas.

Secara umum, tujuan dari percobaan yang dilakukan adalah untuk menduga atau menetapkan nilai U , NTU dan ϵ dari alat penukar panas yang dibuat dan melakukan perbandingan terhadap nilai U hasil pengolahan data percobaan dengan nilai U dari persamaan empiris. Secara khusus, percobaan ini dilakukan untuk menduga suhu udara dingin yang dihasilkan dengan menggunakan analisis aliran silang.

METODE PENELITIAN

Pelaksanaan Percobaan

Percobaan dilakukan pada tanggal 19 Juli 2007 sampai dengan 20 Juli 2007 di Desa Candikuning Bali.

Bahan dan Alat

Bahan yang digunakan dalam pembuatan alat penukar panas adalah pelat aluminium dengan tebal 0.0003 m, pipa tembaga 3/8", pelat tembaga dengan ketebalan 0.0004 m dan pelat besi berketebalan 0.009 m. Bahan lainnya yang dibutuhkan adalah pipa tembaga dengan diameter 1/2".

Alat-alat yang dibutuhkan dalam membuat alat penukar panas secara umum berupa alat-alat perbengkelan. Untuk pengukuran selama percobaan digunakan alat pengukur suhu berupa termokopel jenis T, alat pengukur kecepatan angin dengan prinsip kerja kawat panas, gelas ukur dan stopwatch, termometer air raksa standar dan alat pengukur kecepatan angin Climomaster Model A541 Kanomax Jepang.

Penetapan Nilai U , NTU dan ϵ Alat Penukar Panas

Koefisien pindah panas keseluruhan (U) menggambarkan kemampuan alat menukarkan panas untuk setiap luasan permukaan tertentu alat dan untuk setiap derajat perubahan suhu fluida. NTU adalah satuan tidak berdimensi yang memperlihatkan kemampuan alat penukar panas melakukan panas bila laju aliran massa fluida yang memasuki alat diubah-ubah, sedangkan keefektivan (ϵ) dari alat penukar panas menggambarkan jumlah panas yang mampu dipertukarkan dari permukaan pindah panas alat. Penetapan nilai koefisien ini didasarkan pada metode log mean temperature difference (LMTD) (Holman, 1998; Bacon, 1989; Chapman, 1984; Toledo, 1981 dan Welty, 1974). Jumlah panas yang diserap oleh air dingin yang dialirkan kedalam alat penukar panas adalah:

$$Q_w = \dot{m}_w c_{pw} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (1)$$

dan jumlah panas yang dilepas udara yang dihembuskan melewati permukaan pindah panas alat penukar panas

$$Q_a = \dot{m}_a c_p (T_{a,in} - T_{a,out}) \quad (2)$$

Bacon (1989) mensyaratkan adanya keseimbangan energi dalam menggunakan metode LMTD, sehingga

$$Q = Q_w = Q_a \quad (3)$$

Untuk menghitung nilai koefisien pindah panas keseluruhan digunakan persamaan berikut:

$$U = Q / (A_{total} \Delta T_{LMTD}) \quad (4)$$

dan kalau dianggap terjadi aliran paralel, maka nilai LMTD

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{a,in} - T_{w,in}) - (T_{a,out} - T_{w,out})}{\ln \left[\frac{(T_{a,in} - T_{w,in})}{(T_{a,out} - T_{w,out})} \right]} \quad (5)$$

NTU dihitung dengan menggunakan persamaan Chapman (1974) dan Bajan et al. (1996)

$$NTU = UA_{rad} / (mc_p) \quad (6)$$

Nilai keefektifan (ϵ) alat penukar panas dihitung dengan menggunakan persamaan berikut ini untuk aliran silang (Holman, 1998)

$$\epsilon = 1 - \exp\left[\frac{\exp(-NCn) - 1}{Cn}\right] \quad (7)$$

dengan $n = N^{0.22}$ dan $N = NTU$ serta $C = (mc_p)_s / (mc_p)_p$

Lunde (1980) dan Chapman (1974) menghitung nilai ϵ dengan persamaan berbeda untuk aliran fluida secara silang.

Pendugaan Nilai U Alat Penukar Panas dengan Persamaan Empiris

Aliran air didalam pipa-pipa alat penukar panas diduga akan bersifat laminar sehingga pendugaan nilai koefisien pindah panas konveksi (h_c) didalam pipa menggunakan persamaan yang disarankan oleh Bird et al. (1960) sebagai berikut

$$\frac{h_c d_i}{k_s} = Nu = 1.62(Re_p Pr_p d/L)^{1/3} \quad (8)$$

Persamaan ini berlaku dengan asumsi bahwa sifat-sifat fluida tidak berubah. Aliran udara yang melewati permukaan pindah panas alat penukar panas kemungkinan akan berupa aliran turbulen, sehingga digunakan persamaan berikut (Holman, 1998; Chapman, 1974; Heldman dan Singh, 1981) yang dalam bentuk umum berupa hubungan

$$Nu = C Re_p^n Pr_p^{1/3} \quad (9)$$

Bilangan Nu ini dihitung pada suhu film (T_f) dan konstanta C dan n ditentukan oleh nilai bilangan Re aliran udara. Bila nilai Nu sudah dapat ditetapkan maka nilai penduga dari koefisien pindah panas konveksi di permukaan dinding luar pipa dapat diduga dengan menggunakan persamaan:

$$h_o = \frac{Nu k_f}{d_o} \text{ dengan } T_f = (T_{air} + T_p) / 2 \quad (10)$$

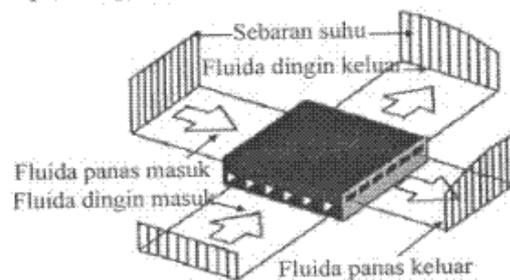
Nilai pendugaan untuk koefisien pindah panas keseluruhan dari alat penukar panas (U) adalah:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L k} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (11)$$

Pendugaan Suhu Udara yang Keluar dari Alat Penukar Panas

Gambar 2 merupakan contoh alat penukar panas tipe pelat yang disederhanakan dengan aliran silang (Chapman, 1974). Chapman (1974) menjelaskan bahwa

pelat pemisah atau dinding berfungsi pula sebagai sirip. Walaupun prinsip dari alat penukar panas dengan aliran silang bersifat sederhana, tetapi analisis dari penukar panas tipe ini rumit karena suhu fluida dapat bervariasi pada arah aliran dan arah tegak lurus dengan aliran, bila pencampuran fluida tidak terjadi didalam arah tegak lurus. Contoh didalam gambar adalah alat penukar panas dengan aliran fluida yang tidak tercampur. Henderson dan Perry (1976) juga membahas tentang aliran silang pada alat penukar panas.



Gambar 2. Aliran silang pada alat penukar panas (Chapman, 1974).

Holman (1998) mempertegas lagi definisi fluida tercampur dan tidak tercampur di sepanjang alirannya. Bila fluida tidak tercampur maka akan terjadi gradien suhu antara arah aliran dengan arah tegak lurus dengan aliran fluida, sedangkan bila fluida tercampur maka ada kecenderungan suhu fluida akan sama antara arah aliran dengan arah tegak lurus terhadap aliran fluida.

Dengan menganggap bahwa terjadi pencampuran fluida didalam alat penukar panas yang dibuat maka perhitungan keseimbangan panas dari kedua fluida dapat disederhanakan dengan menggunakan model penukar panas "shell and tube". Udara panas mengalir diluar pipa sedangkan didalam pipa mengalir air dingin. Model matematika untuk menduga suhu udara di sepanjang luar dinding pipa dan suhu air didalam pipa dari alat penukar panas dikembangkan dari persamaan Bird et al. (1960) berikut ini:

$$(mc_p)_s \frac{dT_s}{dz} = -(mc_p)_f \frac{dT_f}{dz} = \frac{dQ}{dz} \quad (12)$$

Pertukaran panas yang terjadi melalui dinding dinyatakan dalam bentuk umum dengan persamaan:

$$dQ = U n d(z) (T_h - T_c) \quad (13)$$

dQ disubstitusikan kedalam persamaan (12) dan diatur kembali maka diperoleh model matematika sebagai penduga suhu udara dan air yang keluar dari alat penukar panas.

$$dT_{h,(dz)} = -\frac{U_n d_n (T_h - T_c)}{(\dot{m} c_p)_h} dz$$

$$dT_{c,(dz)} = \frac{U_n d_n (T_h - T_c)}{(\dot{m} c_p)_c} dz$$

(14)

Spesifikasi Teknis Alat yang Dibuat

Alat penukar panas dibuat dengan panjang 0.48 m lebar 0.48 m dengan tebal 0.1 m. Kotak penyalur dan penyimpan air sebanyak 2 buah dibuat dari pelat tembaga dengan ukuran 0.1 x 0.05 x 0.48 m. Sirip dari pelat aluminium dibuat sebanyak 37 buah dengan ukuran 0.48 x 0.1 m. Saluran pemasukan dan pengeluaran masing-masing 1 buah dibuat dari pipa tembaga 1/2" dengan panjang 0.1 m. Rumah alat penukar panas dibuat dari pelat besi dengan ukuran 0.52 x 0.52 x 0.15 m.

Pipa-pipa alat penukar panas disusun dalam dua kolom dan setiap kolom terdiri atas 12 baris pipa. Dengan demikian dibutuhkan 2 x 12 buah pipa tembaga berdiameter 3/8" dengan panjang efektif masing-masing 0.38 m.

Luas penampang lubang pemasukan ke dan pengeluaran air dari alat penukar panas adalah 0.0005 m² dan luas penampang rumah alat penukar panas 0.2704 m². Luas permukaan pindah panas efektif alat penukar panas yang mencakup luas permukaan dinding luar pipa tembaga, sirip-sirip dan kotak adalah 1.57 m², sedangkan luas permukaan pindah panas efektif didalam pipa tembaga 0.0014 m². Luas penampang alat penukar panas efektif adalah 0.18 m².

Persiapan Alat Percobaan

Aliran air dari tangki penyimpan air kedalam alat penukar panas dan sampai pada wadah penampung air yang keluar dari alat penukar panas terjadi karena gaya gravitasi. Sedangkan untuk mengalirkan kembali air dari wadah penampung ke tangki penyimpan air dingin digunakan pompa air. Keran air dipasang pada pipa pemasukan air kedalam alat penukar panas untuk mengatur laju aliran massa air.

Pengukuran suhu air yang memasuki atau yang keluar dari alat penukar panas dilakukan didalam pipa pemasukan dan pengeluaran air alat penukar panas. Untuk itu sensor pengukur suhu dipasang secara permanen pada pipa. Sedangkan untuk mengukur suhu udara yang masuk dan keluar dari alat penukar panas digunakan alat pengukur suhu. Kecepatan angin diukur pada tempat pemasukan dan pengeluaran udara dengan alat pengukur udara. Laju aliran massa air diukur pada pengeluaran air alat penukar panas.

Penentuan waktu pengukuran

Penentuan waktu pengukuran adalah langkah awal yang penting dalam percobaan yang dilakukan karena pengukuran suhu, laju aliran massa air yang memasuki alat penukar panas dan kecepatan angin yang melewati

bidang pindah panas alat penukar panas dilakukan pada kondisi mantap. Untuk mengetahui bahwa kondisi mantap sudah tercapai maka dilakukan percobaan dengan selang waktu pengukuran rata-rata 5 menit.

Hasil percobaan memperlihatkan bahwa kondisi mantap dicapai dalam waktu 30 menit dari sejak pengoperasian alat. Keadaan mantap ditandai dengan suhu dan perubahan suhu fluida yang semakin kecil atau tidak berubah (Tabel 1). Dengan demikian pengukuran dalam percobaan ini akan dilakukan setelah 30 menit alat dioperasikan.

Tabel 1. Suhu air dan udara yang masuk dan keluar alat penukar panas dan perubahannya pada laju aliran massa air memasuki alat penukar panas 0.0039 kg/s

Waktu (menit)	Suhu (°C)			
	Air masuk (T _{air,in})	Udara masuk (T _{air,in})	Udara keluar (T _{air,out})	T _{air,in} - T _{air,out}
0	21.40	23.12	23.12	0
4	21.40	23.37	23.37	0
7	21.38	23.77	23.77	0
12	22.37	24.45	24.41	0.04
17	22.63	25.04	25.00	0.04
22	22.88	25.28	25.24	0.04
27	23.42	25.37	25.31	0.06
32	23.42	25.67	25.60	0.07
37	23.58	25.67	25.61	0.06
42	23.64	25.67	25.60	0.07

Perlakuan percobaan

Alat penukar panas dan peralatan pendukungnya sudah dirakit di lapangan sehingga parameter yang dapat diatur dalam percobaan penentuan parameter termal alat penukar panas hanya laju aliran massa air yang memasuki alat penukar panas, sementara kecepatan udara yang melewati alat penukar panas tidak dapat diatur. Laju aliran massa air yang dicoba adalah 0.35, 3.90, 5.06, 6.06, 8.81, 8.91, 9.00, 10.76, 11.55, 12.38, 13.00 dan 13.56 x 10⁻³ kg/s.

Pengukuran

Parameter yang diukur meliputi laju aliran massa air, kecepatan udara dan suhu air dan udara. Pengukuran laju aliran massa air dilakukan dengan metode volumetri, kecepatan udara dengan metode kawat panas dan suhu air dan udara dengan menggunakan termokopel jenis T. Hasil pengukuran suhu dan kecepatan angin dikalibrasi dengan termometer air raksa dan anemometer standar Climomaster Model A541 Kanomax Jepang.

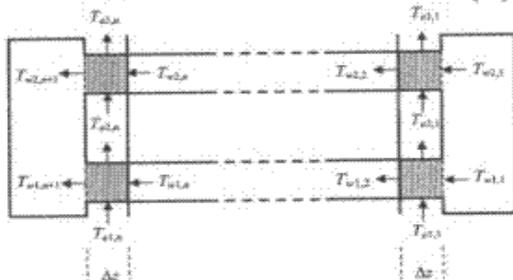
Pendugaan suhu udara yang keluar dari alat penukar panas

Alat penukar panas yang dibuat berupa dua kolom pipa dengan masing-masing kolom terdiri atas 12 baris pipa. Dengan menggunakan asumsi-asumsi sebagai berikut:

1. Walaupun alat penukar panas memiliki sirip yang dipasang secara vertikal pada pipa-pipa horisontal penukar

- panas, tetapi terjadi pencampuran udara yang berhem- bus, sehingga tidak terjadi gradien suhu antara aliran udara terhadap arah tegak lurus aliran udara,
2. Suhu air yang memasuki pipa-pipa alat penukar panas seragam, sehingga $T_{w1,1} = T_{w2,1}$,
 3. Suhu udara yang mengenai pipa-pipa baris pertama yang langsung dihembus udara pada kolom pertama juga seragam sepanjang pipa. Oleh karena itu $T_{a1,1} = T_{a1,2} = \dots = T_{a1,n}$ dan n adalah jumlah bagian pipa antar dua sirip (Δz), maka analisis aliran silang dapat diterapkan pada alat penukar panas yang dibuat. Air dan udara pada setiap baris dari setiap kolom alat penukar panas memiliki keseimbangan panas seperti terlihat didalam Gambar 3. Penampang melintang alat penukar panas yang tegak lurus dengan aliran udara tidak berupa lingkaran, sehingga diameter penampang ditetapkan dengan menggunakan diameter hidrolis (d_h) sebagaimana disebutkan oleh Bird et al. (1960) dan Bejan et al. (1996) dengan persamaan:

$$d_h = 4A/\text{perimeter} \quad (15)$$



Gambar 3. Penampang alat penukar panas dilihat dari atas.

Dengan menerapkan metode Euler maka penyelesaian dari persamaan (14) untuk aliran silang

$$T_{k,i(z)}^{(n+1)} = T_{k,i(z)}^{(n)} - \frac{U m_i (T_{k,i(z)}^{(n+1)} - T_{e,i(z)}^{(n+1)})}{(m c_p)_i} dz$$

$$T_{e,i(z)}^{(n+1)} = T_{e,i(z)}^{(n)} + \frac{U m_k (T_{k,i(z)}^{(n+1)} - T_{e,i(z)}^{(n+1)})}{(m c_p)_k} dz$$

untuk $i = 1, 2, \dots, n$ dan $m = \text{kolom pipa} = 1, 2$
 pada $m = 1$, nilai $T_{a1,1} = T_{a1,2} = \dots = T_{a1,n}$
 dan $T_{w1,1} = T_{w2,1}$ (16)

Kedua persamaan tersebut diatas diselesaikan secara simultan dengan menggunakan teknik eliminasi Gauss. Program dibuat dengan menggunakan bahasa pemrograman VisualBasic 6 untuk menyelesaikan kedua persamaan tersebut.

Analisis data

Hasil penetapan nilai penduga koefisien pindah panas keseluruhan alat penukar panas dari data hasil percobaan disebut sebagai U -ukur (U_u). Nilai pendugaan U yang dihasilkan dari penggunaan persamaan empiris disebut sebagai U -empiris (U_e).

Data yang diperoleh diolah dengan menggunakan persamaan-persamaan (1) sampai dengan (7) untuk menghitung nilai penduga koefisien pindah panas keseluruhan (U), NTU dan keefektifan alat penukar panas (ϵ). Persamaan (8) sampai dengan (11) digunakan untuk menduga nilai U secara empiris. Analisis regresi digunakan untuk mengetahui hubungan antara variabel yang diamati dan hasil pengolahan data disajikan dalam bentuk gambar grafik dan tabel.

Dalam menduga suhu udara dan air yang keluar dari alat penukar panas, digunakan persamaan (16) dengan nilai $n = 37$ dan $dz = 0.01$ m. Kesalahan atau error pendugaan suhu udara yang keluar dari alat penukar panas dihitung sebagai $(T_{ao,u} - T_{ao,d})$, sedangkan persentase kesalahan pendugaan dihitung dengan cara $(T_{ao,u} - T_{ao,d})/T_{ao,u} \times 100\%$.

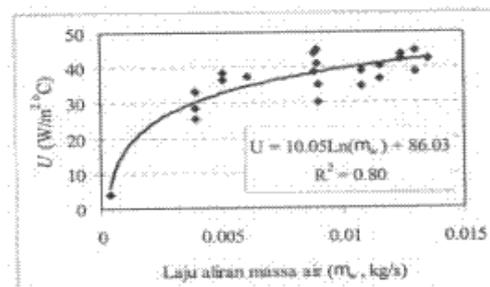
HASIL DAN PEMBAHASAN

Pengaruh Laju Aliran Massa Air terhadap Nilai U

Dari hasil percobaan diketahui bahwa penambahan laju aliran massa air yang memasuki alat penukar panas akan meningkatkan jumlah panas yang dipertukarkan antara air didalam alat dengan udara yang dihembuskan melewati permukaan alat penukar panas. Peningkatan jumlah panas yang dipertukarkan secara langsung akan meningkatkan nilai U alat penukar panas. Dari diagram serak hubungan antara laju aliran massa air dengan nilai U diketahui bahwa hubungan yang terjadi tidak linier (Gambar 4).

Hasil analisis regresi memperlihatkan bahwa persamaan regresi yang tepat untuk menggambarkan hubungan yang terjadi adalah persamaan logaritme. Hal ini menunjukkan bahwa peningkatan laju aliran massa air pada level tertentu tidak akan banyak mempengaruhi nilai U . Penentuan laju aliran massa air yang memberikan nilai U tertinggi, penting dilakukan dalam percobaan ini karena berkaitan dengan daya pompa air yang harus digunakan. Laju aliran massa air yang lebih rendah akan membutuhkan daya pompa yang lebih rendah pula.

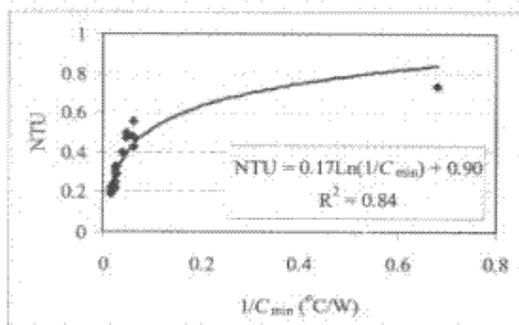
Pengaruh Laju Aliran Massa Air terhadap Nilai NTU



Gambar 4. Pengaruh laju aliran massa air terhadap nilai U alat penukar panas.

Apabila nilai panas jenis air dan nilai U dianggap tidak banyak berubah, maka kemampuan alat penukar panas dalam melakukan panas (NTU) bergantung pada laju aliran massa air yang memasuki alat penukar panas. Pada umumnya hubungan antara laju aliran massa air dengan NTU dinyatakan sebagai hubungan $1/C_{min}$ dengan NTU dan C_{min} adalah laju kapasitas panas air (mc_p).

Hasil analisis regresi menunjukkan bahwa hubungan antara laju aliran massa air dengan NTU dapat digambarkan sebagai persamaan logaritme. Dengan demikian, sama seperti pada penetapan hubungan nilai U , aliran massa air pada laju tertentu tidak akan banyak mempengaruhi nilai NTU. Hubungan antara laju aliran massa air dengan nilai NTU ditampilkan didalam Gambar 5.



Gambar 5. Pengaruh laju aliran massa air terhadap nilai NTU alat penukar panas.

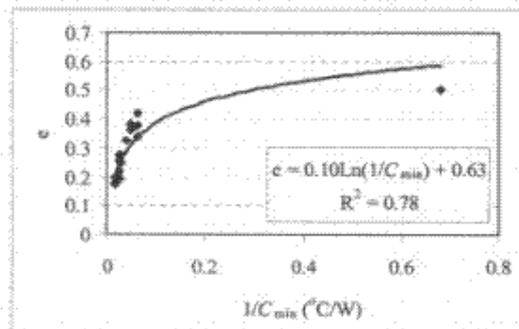
Pengaruh Laju Aliran Massa Air terhadap Nilai ϵ

Gambar 6 menampilkan dengan jelas ketergantungan nilai keefektifan (ϵ) alat penukar panas dalam menukarkan panas terhadap laju aliran massa air. Dengan semakin rendah aliran massa air yang memasuki alat penukar panas, sehingga nilai C_{min} menjadi kecil, maka keefektifan alat penukar panas akan semakin tinggi. Hal ini menunjukkan bahwa jumlah panas yang dipertukarkan antara air dan udara melalui dinding pipa dan sirip alat penukar panas semakin besar. Demikian sebaliknya terjadi pada aliran massa air yang lebih tinggi.

Dari kenyataan ini dapat disimpulkan bahwa untuk memperoleh nilai keefektifan tinggi, maka alat dioperasikan pada laju aliran massa yang tidak terlalu besar. Karena hubungan antara laju aliran massa air dengan nilai keefektifan berupa persamaan logaritme, maka laju aliran massa air yang memberikan keefektifan optimum dapat ditentukan.

Perbandingan antara Pendugaan U dari Hasil Percobaan dengan Persamaan Empiris

Nilai U dari alat penukar panas dapat diduga dengan menggunakan persamaan empiris dengan didasarkan pada jenis aliran fluida didalam dan di luar pipa. Gambar 7 menyajikan hasil pendugaan nilai U secara empiris (U_e)

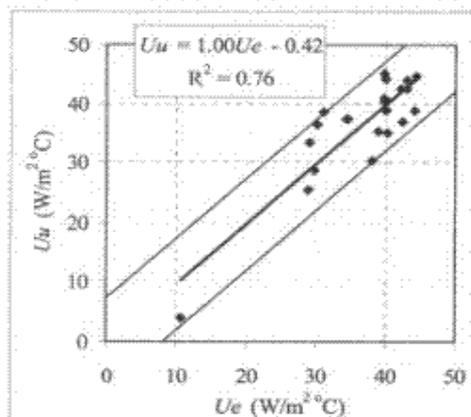


Gambar 6. Pengaruh laju aliran massa air terhadap nilai ϵ

dengan nilai U dari data hasil percobaan (U_u). Diagram serak memperlihatkan bahwa hubungan dari kedua cara pendugaan tersebut memiliki kecenderungan linier. Hasil analisis regresi memperlihatkan bahwa persamaan empiris dapat menduga nilai U dengan baik. Nilai koefisien regresi untuk kemiringan kurve adalah satu yang berarti bahwa nilai U_e sama dengan U_u . Sementara itu, nilai perpotongan kurve terhadap sumbu ordinat adalah 0.42, suatu nilai yang mendekati nol. Nilai koefisien kolerasi dari persamaan ini adalah 0.76. Dengan demikian persamaan empiris dapat menduga nilai U ukur dengan tepat. Simpangan baku dari data hasil pendugaan adalah 7.58 $W/m^2 \text{ } ^\circ C$.

Pendugaan Suhu Udara yang Keluar dari Alat Penukar Panas

Dengan menggunakan model aliran silang seperti diajukan Chapman (1974) dan menerapkan ketiga asumsi tersebut diatas, maka dapat dilakukan pendugaan terhadap suhu udara yang keluar dari alat penukar panas. Secara umum suhu udara hasil pendugaan lebih tinggi daripada suhu udara hasil pengukuran. Akan tetapi, seperti terlihat dalam Tabel 2, rata-rata kesalahan hasil pendugaan adalah 0.1 $^\circ C$ dengan rata-rata persentase



Gambar 7. Diagram serak dari hubungan U_e dengan U_u .

kesalahan pendugaan 0.45%.

Perbedaan antara hasil pengukuran suhu udara dengan nilai penduganya cukup kecil mengingat kerumitan dari aliran silang didalam alat penukar panas. Chapman (1974) menyebutkan bahwa walaupun prinsip dari alat penukar panas dengan aliran silang bersifat sederhana, tetapi analisis dari alat penukar panas tipe ini rumit. Ketiga asumsi yang diajukan yang melandasi perhitungan dalam pendugaan, seperti tersebut diatas, adalah mendekati kenyataan mengingat dari hasil perhitungan diketahui bahwa aliran udara yang melewati pipa-pipa alat penukar panas bersifat turbulen. Turbulensi aliran udara yang melewati alat penukar panas menyebabkan terjadinya pengadukan udara sehingga tidak terbentuk gradien suhu. Dengan demikian persamaan penduga yang diajukan dapat digunakan untuk menduga suhu udara yang keluar dari alat penukar panas.

Tabel 2. Hasil pendugaan dan perbedaannya dengan hasil pengukuran suhu udara yang keluar dari alat penukar panas pada beberapa laju aliran massa air

m (10 ⁻³ kg/s)	T _{air} (°C)	Aliran silang		
		T _{udara} (°C)	Error	%Error
0.35	24.78	24.99	-0.21	-0.84
3.90	25.58	25.25	-0.08	-0.32
5.06	21.94	22.00	-0.12	-0.53
6.06	21.73	21.86	-0.11	-0.52
6.81	22.02	22.10	-0.08	-0.37
8.91	21.76	21.85	-0.10	-0.44
9.00	20.48	20.55	-0.07	-0.34
10.76	21.99	22.09	-0.11	-0.48
11.55	24.34	24.67	-0.08	-0.34
12.38	20.72	20.80	-0.06	-0.40
13.00	21.24	21.33	-0.09	-0.41
13.56	25.36	25.46	-0.11	-0.42
Rata-rata	22.645	22.75	-0.10	-0.45

KESIMPULAN

1. Parameter termal alat penukar panas seperti nilai U, NTU dan ε memiliki hubungan logaritmik dengan laju aliran massa air.
2. Persamaan empiris dapat digunakan dalam menduga nilai U alat penukar panas dengan persamaan regresi U-ukur = 1.00(U-empiris) - 0.42 dengan nilai koefisien korelasi 0.76 dan nilai simpangan baku 7.58 W/m² °C.
3. Persamaan penduga yang diajukan dapat digunakan untuk menduga suhu udara yang keluar dari alat penukar panas dengan rata-rata kesalahan pendugaan 0.1°C dan rata-rata persentase kesalahan pendugaan 0.45.

DAFTAR PUSTAKA

Bacori, D.H. 1989. *Basic Heat Transfer*. Butterworths, London.
 Bejan, A., G. Tsatsaronis dan M. Moran. 1996. *Thermal Design and Optimization*. John Wiley & Sons, Inc. Toronto.
 Bird, R.B., W.E. Stewart dan E.N. Lightfoot. 1960. *Transport Phenomena*. John Wiley & Sons, Inc. New York.
 Chapman, A.J. 1984. *Heat Transfer*. 4th edition. Mcmillan Pub.

Co. New York.
 Heldman, D.R. dan R.P. Singh. 1981. *Food Process Engineering*. 2nd edition. AVI Pub. Co., Inc. Westport, Connecticut.
 Henderson, S.M. dan R.L. Perry. 1976. *Agricultural Process Engineering*. AVI Pub. Co. Inc. Westport, Connecticut.
 Holman, J.P. 1998. *Heat Transfer*. 8th edition. McGraw-Hill Inc. New York.
 Kamaruddin A. 1998. Night sky radiation and the possibility of its use to produce cooling medium for storage facility. A.A.M. Sayigh (ed.). *Renewable Energy: Energy Efficiency, Policy and the Environment*. Part IV. Pergamon.
 Lunde, P.J. 1980. *Solar Thermal Engineering*. John Wiley & Sons. New York.
 Toledo, R.T. 1981. *Fundamental of Food Process Engineering*. The AVI Pub. Co., Inc. Westport, Connecticut.
 Trisasiwi, W. 2000. *Sistem pendingin radiatif dan menara pendingin menggunakan fluida kerja air di dataran tinggi untuk penyimpanan sayuran* [disertasi]. Program Pascasarjana, Institut Pertanian Bogor. Bogor.
 Welty, J.R. 1974. *Engineering Heat Transfer*. John Wiley & Sons. New York.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada BPPS Dikti dan Program Hibah Tim Pascasarjana Tahun 2005 Dikti Departemen Pendidikan Nasional dengan surat perjanjian nomor 077/D3/N/2005 tertanggal 23 Pebruari 2005, atas bantuan dana penelitian yang sudah diberikan kepada penulis. Penulis juga mengucapkan terima kasih kepada Dr. Leopold Oscar Nelwan atas saran perbaikan yang sudah diberikan kepada penulis.

DAFTAR SIMBOL

m = laju aliran massa (kg/s)	Subskrit
A = luas permukaan pindah panas (m ²)	a = udara
A _{alat} = luas permukaan pindah panas alat penukar panas (m ²)	b = "bulk"
C = laju kapasitas panas (·)	c = dingin
c _p = panas jenis (kJ/kg °C)	f = "film"
d = diameter pipa (m)	fl = fluida
h = koefisien pindah panas konveksi (W/m ² °C)	h = panas
k = konduktivitas (W/m °C)	l = didalam
L = panjang pipa alat penukar panas (m)	in = masuk
Nu = bilangan Nusselt (·)	l = besar
Pr = bilangan Prandtl (·)	o = diluar
Q = panas yang dipertukarkan (W)	out = keluar
r = jari-jari pipa (m)	s = kecil
Re = bilangan Reynolds (·)	sw = air
T = suhu	wf = dinding
z = panjang pipa (m)	