KAJI NUMERIK DAN EKSPERIMENTAL PERPINDAHAN PANAS PADA EVAPORATOR UNTUK MENDINGINKAN UDARA

Prihadi Setyo Darmanto, Deddy Dwi Arjanto dan Muhammad Ismail

Laboratorium Teknik Pendingin
Departemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Bandung

Ringkasan

Makalah ini mempresentasikan hasil penelitian tentang model numerik kasus perpindahan panas yang divalidasi dengan hasil eksperimental di laboratorium. Obyek penelitian yang dibahas adalah penukar panas jenis pipa bersirip yang difungsikan sebagai evaporator sebuah mesin pengkondisian udara [AC], di mana refrigeran maupun udara lembab mengalami perubahan fasa selama melewati evaporator. Model numerik yang diusulkan merupakan aplikasi neraca massa dan neraca energi pada elemen volume yang merupakan bagian kecil dari penukar panas bersirip. Hasil pemodelan matematis Persamaan yang mengatur fenomena transfer energi diselesaikan secara numerik dan divalidasi dengan hasil pengamatan eksperimental. Dari hasil validasi nampak bahwa model matematis yang mewakili fenomena fisik yang dibahas dapat diterima dengan baik dan diharapkan dapat pula dipergunakan sebagai metode perancangan sebuah penukar kalor berperubahan fasa seperti evaporator.

Abstract

This paper presents numerical and experimental study of heat transfer on fins-tube heat exchanger that functioned as an evaporator for coolingof humid air. In this case, change of phase occurred both on air and refrigerant. The proposed numerical analysis is based on the application of mass and energy balances implemented at small control volumes that were part of evaporator. The result of numerical evaluation was then compared to the experimental observation. A good agreement between experimental and numerical results was achieved and the proposed numerical method also could be used as a tool in designing fins tube heat exchanger with phase change in both fluids.

Keywords: *fins-tube HE, evaporator, phase change, heat transfer*

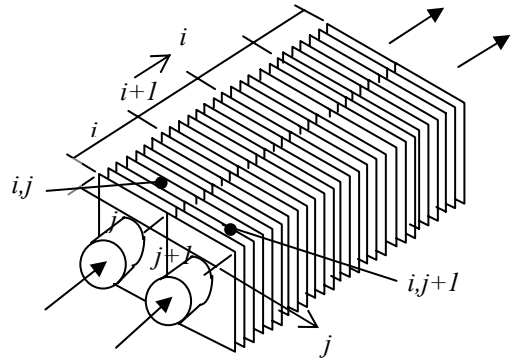
1. PENDAHULUAN

Perpindahan panas berperubahan fasa, dalam hal ini dibatasi pada perubahan dari fasa cair menjadi gas (evaporasi) refrigeran dan kondensasi uap air yang terkandung di udara pada sebuah evaporator mesin pengkondisian udara [AC], masih merupakan obyek penelitian yang menarik. Berbagai modus dan formulasi perpindahan panas berperubahan fasa yang melibatkan berbagai nilai fluks panas yang terkait erat dengan fenomena perubahan fasa yang terjadi, masih pula merupakan obyek penelitian yang berlanjut [1-5]. Hal ini disebabkan oleh ketidakpastian proses fisik yang bergantung pada banyak parameter. Apabila proses tersebut terjadi dalam sebuah evaporator bersirip, kompleksitas fenomena bertambah karena adanya pengaruh mekanisme interaksi transfer energi dengan fluida di sekitarnya.

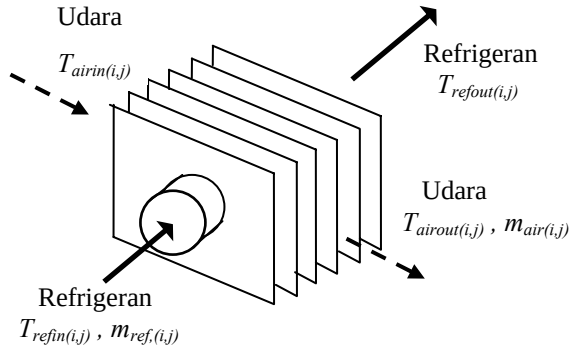
Menaksir secara kuantitatif perubahan kualitas uap refrigeran yang mengalami evaporasi di dalam sebuah evaporator merupakan obyek studi yang menarik. Dengan mengetahui mekanisme perubahan kualitas uap refrigeran di dalam sebuah evaporator pipa bersirip akan sangat membantu proses perancangan dimensi evaporator tersebut. Sayangnya, perubahan kualitas refrigeran saat evaporasi sangat dipengaruhi oleh jenis penukar kalor, mekanisme transfer panas, pola aliran, dan masih banyak lagi parameter proses. Selain hal di atas hampir semua evaporator untuk mendinginkan udara secara langsung pada sebuah mesin pengkondisian udara (*DX coil*) memiliki beberapa baris pipa bersirip dengan mekanisme transfer panas secara menyilang (*cross flow*). Kondisi seperti ini menambah kesulitan di dalam meramalkan distribusi kualitas uap yang berada di sepanjang pipa pada setiap baris. Di dalam proses pendinginan udara aliran menyilang, udara yang telah mengalami pendinginan di baris pertama akan mengalami pendinginan lagi pada baris-baris berikutnya. Fluks panas lokal yang diterima oleh refrigeran tidak akan sama di setiap tempat pada baris pipa yang berbeda. Dengan dasar fenomena seperti ini, penulis dalam serangkaian penelitiannya mengenai penukar panas bersirip telah menerapkan neraca massa dan energi pada elemen volume untuk mengevaluasi fluks panas lokal yang terjadi pada penukar panas bersirip dalam aliran silang. Inti dari penerapan neraca massa dan energi pada elemen volume ini telah dibahas panjang lebar pada laporan penelitian [6-8]. Berlatar belakang pada keinginan untuk mengetahui distribusi kualitas uap refrigeran sepanjang pipa yang sangat bermanfaat untuk menyusun suatu perangkat lunak perhitungan perpindahan panas berperubahan fasa pada sebuah evaporator inilah penelitian ini dilakukan.

2. FORMULASI NERACA MASSA DAN ENERGI PADA ELEMEN VOLUME

Evaporator yang dipergunakan untuk mendinginkan udara lembab pada sebuah AC kebanyakan bekerja dengan refrigeran dalam keadaan campuran cair-uap saat memasuki evaporator dan dalam keadaan uap jenuh atau uap panas lanjut saat meninggalkannya. Dengan demikian perpindahan panas diawali dengan perubahan fasa kemudian diikuti dengan mekanisme tanpa perubahan fasa. Sedangkan di sisi udara, apabila mengalami pendinginan hingga melewati temperatur jenuh uap air yang terkandung di udara tersebut, uap air akan mengalami pengembunan yang juga merupakan proses perubahan fasa. Setiap proses diikuti dan diformulasikan dalam suatu elemen volume. Notasi penomoran elemen volume diberikan pada Gambar 1. Sedangkan aliran fluida di setiap elemen volume yang merupakan satu bagian dari penukar panas bersirip diperlihatkan pada Gambar 2. Pada Gambar 1 arah ***i*** menunjukkan arah memanjang pipa, sedangkan arah ***j*** memperlihatkan arah tegak lurus pipa dimulai sejak udara melewati deretan pipa-pipa pertama. Gambar 2 memperlihatkan aliran udara dan refrigeran pada suatu elemen volume (*i,j*).



Gambar1 Notasi penomoran elemen volume.



Gambar 2 Alran fluida melalui sebuah elemen volume

Seperti dijelaskan di atas, tentunya ada sebagian elemen volume di mana refrigeran yang mengalami perubahan fasa memperoleh energi dari udara, namun uap air yang terkandung di dalamnya tidak mengalami perubahan fasa. Ada pula sebagian elemen volume dimana sebagian massa refrigeran mengalami evaporasi dan sebagian uap air di udara juga mengalami kondensasi. Untuk kasus dimana terdapat sebagian massa refrigeran yang melewati suatu elemen volume mengalami perubahan fasa, energi yang dipertukarkan diasumsikan dalam bentuk energi laten evaporasi dan perubahan sifat yang terjadi pada refrigeran adalah hanya kualitas uapnya atau prosentase massa refrigeran yang berfasa uap dalam campuran. Dengan demikian terdapat laju perpindahan panas laten (Q_{lat}) untuk elemen volume dimana refrigeran mengalami perubahan fasa dan laju perpindahan panas sensibel (Q_{sen}) yang terjadi pada elemen volume yang dilewati fluida tanpa perubahan fasa. Secara matematis pernyataan ini dapat dituliskan sebagai berikut:

a. Pada daerah refrigeran dalam keadaan campuran dengan sebagian fasa cairnya menguap dan udara mengalami pendinginan:

   1. Pada sisi refrigeran, laju panas yang diterima dari udara Q_{ref} adalah:

$$Q_{ref} = m_{ref\,(i,j)} \,.\, h_{fg.ref} \,.\, (x_{i+1\,(i,j)} - x_{i\,(i,j)}) \qquad (1)$$

   2. Pada sisi udara, laju panas yang dikeluarkan oleh udara Q_{air} adalah:

$$Q_{air} = m_{air\,(i,j)} \,.\, Cp_{air} \,.\, (T_{airin\,(i,j)} - T_{airout\,(i,j)}) \qquad (2)$$

      Jika sebagian massa uap air yang terkandung di udara yang melewati elemen mengalami pengembunan, Persamaan (2) didekati dengan:

$$Q_{air} = (m_{air\,(i,j)} - m_{uap\text{-}kond.}).Cp_{air} \,.\, (T_{airin\,(i,j)} - T_{airout\,(i,j)}) + m_{uap.kond} \{ Cp_v\,(T_{airin\,(i,j)} - T_{sat.air\,(i,j)}) + (h_{fg.H2O}) + Cp_w\,(T_{sat.air\,(i,j)} - T_{airout\,(i,j)}) \} \qquad (3)$$

      Kejadian seperti ini dialami oleh elemen-elemen sampai seluruh cairan refrigeran menguap.

b. Pada daerah refrigeran dalam keadaan uap jenuh berubah menjadi uap panas lanjut dan udara mengalami pendinginan:

   1. Pada sisi refrigeran, laju panas yang ditransfer ke udara Q_{ref} adalah:

$$Q_{ref} = m_{ref\,(i,j)} .\, Cp_{f.ref} \,.\, (T_{refin\,(i,j)} - T_{refout\,(i,j)}) \qquad (4)$$

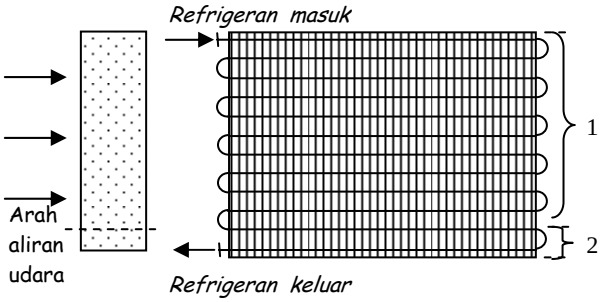
   2. Pada sisi udara, laju panas yang diterima oleh udara Q_{air} adalah sama dengan Persamaan (2) bila tidak ada uap air di udara yang mengembun dan sama dengan Persamaan (3) untuk kondisi dimana sebagian uap air di udara ada yang mengembun.

      Untuk Persamaan (1) hingga Persamaan (4), arti notasi-notasi yang dipergunakan adalah sebagai berikut:

      m_{air} : laju massa udara yang mengalir,
      m_{ref} : laju massa refrigeran,
      $m_{uap.kond}$: laju massa uap air yang mengembun,
      $(T_{airin} - T_{airout})$: kenaikan temperatur udara,
      $(T_{refin} - T_{refout})$: beda temperatur refrigeran keluar dan masuk elemen,
      Cp_{air}, $Cp_{g.ref}$, $Cp_{f.ref}$, Cpv, Cpw berturut-turut menunjukkan kapasitas panas udara, kapasitas panas refrigeran fasa uap, kapasitas panas refrigeran fasa cair, kapasitas panas uap air, kapasitas panas air kondensat, dan h_{fgH2O} *dan* h_{fgref} adalah entalpi laten kondensasi uap air dan entalpi laten kondensasi uap refrigeran pada elemen volume (*i,j*).

Perlu dicatat bahwa Persamaan-Persamaan di atas hanya berlaku bila diasumsikan tidak terjadi interaksi energi dengan lingkungan sehingga nilai numerik Q_{ref} sama dengan Q_{air}. Pada kenyataannya dalam eksperimen yang dilakukan, perbedaan antara panas yang diterima oleh udara dengan yang diberikan oleh refrigeran kurang dari 5%, sehingga asumsi tersebut masih dapat diterima. Hal ini menunjukkan bahwa isolasi terhadap lingkungan dari instalasi yang dipergunakan cukup baik dan asumsi di atas dapat dipergunakan dengan tingkat kesalahan yang masih dapat diterima secara teknis.

Dari keempat Persamaan di atas, diperlukan suatu asumsi kecenderungan dari perubahan nilai kualitas uap refrigeran di sepanjang pipa serta berapa persen dari panjang pipa yang merupakan bagian dimana refrigeran berubah dari uap jenuh menjadi uap panas lanjut. Untuk mengilustrasikan asumsi tersebut, akan lebih jelas bila dilukiskan dalam bentuk gambar skematik seperti nampak pada Gambar 3.



Keterangan:
1. Bagian pipa dengan refrigeran dalam keadaan campuran, dimana sebagian massa cair mengalami penguapan
2. Bagian pipa dimana refrigeran dalam keadaan uap jenuh dan uap panas lanjut

Gambar 3 Skema pembagian tingkat keadaan refrigeran di dalam pipa

Dalam perhitungan numerik yang dilakukan, bagian pipa dengan refrigeran dalam keadaan uap jenuh hingga uap panas lanjut dibatasi dengan nilai entalpi uap jenuh refrigeran pada tekanan kerja evaporator. Perhitungan numerik dapat dilakukan dengan membagi panjang pipa menjadi beberapa elemen dalam arah **i**. Sedangkan elemen dengan uap air di udara mulai mengalami kondensasi adalah elemen dimana setelah dilakukan perhitungan neraca energi diperoleh temperatur udara keluar elemen lebih rendah atau sama dengan temperatur jenuh udara yang melewati elemen tersebut. Akhir dari proses evaporasi refrigeran dievaluasi berdasarkan Persamaan neraca massa dan neraca energi dengan kriteria fraksi uap refrigeran x_i telah mencapai 100%, sehingga pada elemen-elemen sisanya refrigeran dalam keadaan uap panas lanjut.

Koefisien perpindahan panas total (*overall heat transfer coefficient* (U_o)) yang didasarkan pada permukaan perpindahan panas sisi udara (A_o) dihubungkan dengan koefisien perpindahan panas di sisi udara tersebut (h_o) dapat ditulis sebagai berikut :

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o \eta_o} + \frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{r_i \, ln(d_{to} / d_{ti})}{A_i k_t} \qquad (5)$$

Nilai U_o ini dievaluasi berdasarkan Persamaan (6) berikut:

$$Q_{tot} = U_o A_o (\Delta T_{LMTD}) \qquad (6)$$

dengan ΔT_{LMTD} adalah beda temperatur logaritmik yang dapat dievaluasi berdasarkan hasil pengukuran temperatur kedua fluida di sisi masuk dan keluar penukar panas uji. Efisiensi keseluruhan sirip η_o diberikan oleh [3] :

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta_f) \qquad (7)$$

Dalam Persamaan (7), η_f menunjukkan efisiensi satu sirip yang dapat dicari nilainya dalam referensi [1,3]. Koefisien perpindahan panas pada sisi udara (h_o) dievaluasi secara grafis berdasarkan modulus Colburn j_H [4] sebagai berikut:

$$h_o = \frac{j_H}{Pr^{2/3}} G.Cp_{ref} \qquad (8)$$

Dalam Persamaan (10), G adalah laju massa aliran per satuan luas pipa dan $Re_d=(G.\ d_i)/\mu_{ref}$ adalah bilangan Reynolds di sisi refrigeran. Sedangkan koefisien perpindahan panas pada sisi refrigeran (h_i) dievaluasi berdasarkan korelasi umum berikut:

$$Nu_d = C.Re_d^n \qquad (9)$$

dengan $Nu_d = h_i.d_i/k_{ref}$ adalah bilangan Nusselt dan $Re_d = G_{ref}.d_i/\mu_{ref}$. adalah bilangan Reynolds aliran di dalam pipa. Persamaan (9) dapat dinyatakan dengan bentuk lain sebagai:

$$h_i = \frac{k_{ref}}{d_i} C.Re_d^n \qquad (10)$$

dengan nilai C dan n akan didekati berdasarkan hasil penelitian yang diperoleh. Akhirnya dengan formulasi-formulasi di atas, kinerja termal penukar panas dan koefisien perpindahan panas di sisi udara yang merupakan koefisien perpindahan panas konveksi disertai kondensasi dapat dievaluasi. Nilai yang terakhir ini dipergunakan dalam kaji numerik yang dilakukan pula dalam penelitian ini dalam rangka penyusunan suatu perangkat lunak alat bantu desain penukar panas bersirip.

Konsep dasar dalam perhitungan numerik ini adalah aplikasi neraca massa dan energi dalam suatu elemen volume yang merupakan bagian dari evaporator yang diteliti. Formulasi matematis neraca massa dan neraca energi dalam elemen volume inilah yang akan diselesaikan secara iteratif untuk mengevaluasi fluks panas pada keseluruhan penukar panas.

Pada suatu elemen (*i,j*), arah aliran udara dan aliran air dingin dapat dilihat pada Gambar 1. Apabila diasumsikan tidak terjadi interaksi energi antara refrigeran dan udara dalam satu elemen sehingga rugi-rugi panas dapat diabaikan, Persamaan neraca energi per elemen dapat ditulis sebagai berikut:

a. Pada daerah dimana sebagian massa cairan refrigeran terevaporasi:

$$m_{ref\,(i,j)} .(x_i - x_{i+1}).\ h_{fg.ref} = m_{air\,(i,j)} .\ Cp_{air} .\ (T_{airin\,(i,j)} - T_{airout\,(i,j)}) + m_{uap.kond} \{(h_{fg.uap}) + Cp_w\,(T_{sat.air\,(I,j)} - T_{airout\,(I,j)})\} \quad (11)$$

b. Pada daerah dimana refrigeran dalam keadaan uap jenuh hingga uap panas lanjut:

$$m_{ref\,(i,j)} .\ Cp_{g.ref} .\ (T_{refin\,(i,j)} - T_{refout\,(i,j)}) = m_{air\,(i,j)} .\ Cp_{air} .\ (T_{airin\,(i,j)} - T_{airout\,(i,j)}) + m_{uap.kond} \{(h_{fg.uap}) + Cp_w\,(T_{sat.air\,(I,j)} - T_{airout\,(I,j)})\} \quad (12)$$

Dalam Persamaan (11) dan (12) di atas terdapat dua parameter yang tidak diketahui yaitu T_{airout} dan T_{refout}. Untuk memperoleh kedua nilai dari parameter tersebut, yang nantinya dipergunakan sebagai nilai masukan untuk elemen berikutnya, perlu diiterasi dengan meperkirakan terlebih dahulu. Agar iterasi konvergen, nilai perkiraan tersebut dapat ditentukan berdasarkan uraian berikut. Sebagai konsekuensi dari neraca energi di elemen, nilai laju perpindahan energi dalam bentuk panas maksimum $Q^1_{i,j}$ yang mungkin terjadi pada daerah dimana refrigeran masih dalam keadaan campuran antara cair dan uap adalah sebesar:

$$Q^1_{i,j} = U_{i,j} A_{i,j} \left[\left(T_{airin} - T_{sat.ref}\right)\right]_{i,j} \quad (13)$$

dengan $U_{i,j}$ adalah koefisien perpindahan panas global elemen dan $A_{i,j}$ adalah luas permukaan perpindahan panas elemen di sisi udara. Nilai $Q^1_{i,j}$ tersebut harus sama dengan yang diberikan oleh udara atau yang diterima oleh refrigeran seperti yang ditunjukkan pada Persamaan (11). Dengan catatan bahwa untuk elemen dengan nomor **i** =1 nilai kualitas uap refrigeran diketahui berdasarkan tekanan evaporator dan entalpi jenuh cairan refrigeran keluar dari kondenser, nilai kualitas uap keluar elemen x_{i+1} dapat dihitung dengan Persamaan (11). Sedangkan nilai T_{airout} juga dapat dievaluasi berdasarkan Persamaan (11) untuk sisi udara, yaitu:

$$\left(T_{aiout}\right)_{i,j} = \frac{\{m_{air}.Cp_{air}.T_{airin} + m_{kond}[h_{fgH2O} + Cp_w.T_{airin}]\}_{i,j} - Q^n_{i,j}}{\left((m_{air})Cp_{air} - m_{kond}.Cp_w\right)_{i,j}} \quad (14)$$

Perkiraan nilai temperatur udara pada iterasi berikutnya didekati dengan nilai rata-rata antara temperatur udara masuk dan keluar elemen yaitu:

$$\left(\overline{T}^1_{air}\right)_{i,j} = \frac{\left[\left(T^1_{airout} + T_{airin}\right)_{i,j}\right]}{2} \quad (15)$$

sehingga menghasilkan nilai $Q^2_{i,j}$ yang baru dan prosedur iterasi dilanjutkan untuk mengevaluasi nilai T_{airout} dan x_{i+1} yang baru.

Kemudian iterasi tersebut dilanjutkan hingga dipenuhi batas konvergensinya, yaitu ketika terjadi kesetimbangan energi antara yang dihitung dari Persamaan (13) dengan yang dihitung berdasarkan Persamaan (11). Batas konvergensi ditetapkan bila selisih hasil perhitungan dengan kedua Persamaan tersebut lebih kecil dari suatu nilai yang ditetapkan untuk ketelitian perhitungan yang dianggap memadai (dalam penelitian ini diambil nilai perbedaan 0,01 sebagai batas konvergensi). Hasil akhir dari proses iterasi yang konvergen dipakai untuk menaksir besarnya temperatur udara di sisi keluar elemen yaitu sebesar:

$$\left(T_{aiout}\right)_{i,j} = \left(T_{airin}\right)_{i,j} + \frac{Q^n_{i,j}}{\left((m_{air})Cp_{air}\right)_{i,j}} \quad (16)$$

untuk elemen dimana uap air yang terkandung di udara tidak mengalami pengembunan. Sedangkan untuk yang mengalami pengembunan, nilai T_{airout} dievaluasi dengan Persamaan (14). Dengan demikian parameter temperatur kedua fluida keluar dari elemen dapat dihitung dari iterasi di atas. Kedua parameter tersebut dipakai sebagai masukan untuk elemen berikutnya yaitu ($i+1,j$). Demikian perhitungan selanjutnya dilakukan dan untuk elemen dengan nomor ($i+n1,\ j+n2$), nilai temperatur udara masuk ditaksir dari perhitungan yang diperoleh pada elemen nomor ($i+n1, j+n2-1$).

Untuk elemen-elemen volume dengan proses pemanasan refrigeran saja di dalamnya, yaitu dari uap jenuh menjadi uap panas lanjut, Persamaan untuk menaksir nilai $Q_{i,j}$ dalam proses iterasi yang dipergunakan agak sedikit berbeda dengan Persamaan-Persamaan di atas. Persamaan taksiran pertama untuk laju perpindahan panas dimulai dengan mengoreksi Persamaan (13) menjadi:

$$Q^1_{i,j} = U_{i,j} A_{i,j} \left[\left(T_{airin} - T_{refin}\right)\right]_{i,j} \quad (17)$$

dengan temperatur refrigeran masuk elemen T_{airin} saat akhir evaporasi sama dengan temperatur uap jenuh refrigeran $T_{sat.ref}$ pada tekanan kerja evaporator.

Iterasi dilakukan hingga seluruh elemen terhitung, dan besarnya fluks perpindahan panas total dari penukar panas uji adalah :

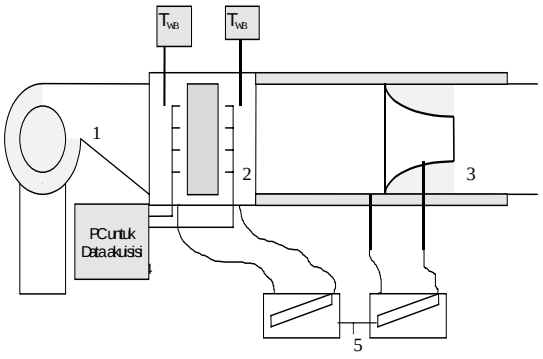
$$Q_{tot} = \sum_{j=1}^{n2} \sum_{i=1}^{n1} Q_{i,j} \quad (18)$$

3. PERANGKAT PENGUJIAN

Skema perangkat pengujian penukar panas uji ini diberikan pada Gambar 4. Dalam pengujian tersebut penukar panas diletakkan dalam saluran udara yang sudah dilengkapi dengan alat ukur debit aliran udara *(flow nozzle)*, alat ukur penurunan tekanan melalui koil yang berupa manometer miring dengan ketelitian yang cukup tinggi, alat ukur temperatur udara lengkap dengan perangkat akuisisi data yang disambungkan dengan komputer personal, dan blower.

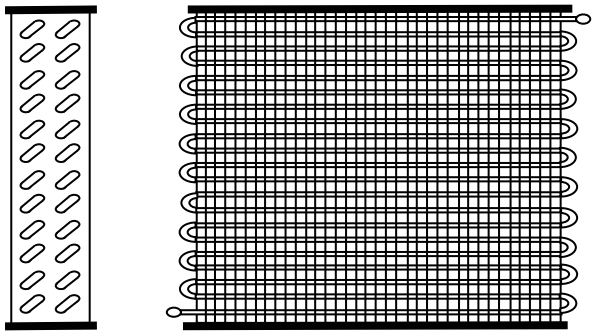
Evaporator uji merupakan bagian dari suatu sistem pendingin kompresi uap. Gambar kondensor uji yang merupakan penukar panas bersirip diperlihatkan pada Gambar 3. Data teknis mengenai evaporator uji diberikan dalam Tabel 1.

Temperatur rata-rata refrigeran dan udara pada setiap sisi masuk dan keluar kondensor uji diukur dengan termokopel yang memiliki ketelitian hingga 0,1^{o}C. Tekanan refrigeran diukur dengan manometer. Dengan mengetahui nilai tekanan dan temperatur di sisi masuk dan keluar evaporator uji, nilai entalpi refrigeran dapat diketahui dari tabel sifat refrigeran. Pada penelitian ini refrigeran yang dipergunakan adalah R22. Dalam pengujian dilakukan variasi laju aliran udara (diukur dengan *flow nozzle* yang sudah terkalibrasi, lihat Gambar 3 dan laju aliran refrigeran yang nilainya diperoleh dari hasil evaluasi berdasarkan neraca energi. Dengan mengetahui besaran-besaran termodinamika yang terukur seperti laju massa fluida, temperatur di sisi masuk dan keluar fluida melalui koil, dan dengan memanfaatkan tabel-tabel sifat fisik dan termodinamika kedua fluida yang terlibat, serta memanfaatkan korelasi yang telah ditunjukkan pada Persamaan-persamaan (1) hingga (10), kinerja evaporator uji untuk berbagai tingkat keadaan dapat dievaluasi.



1.Blower, 2. Evaporator Uji, 3. *Flow nozzle*,
4. PC untuk akuisisi data, 5. Manometer

Gambar 3 Skema peralatan pengujian.



Gambar 4 Tampak samping dan depan evaporator uji.

Tabel 1 Data dari penukar panas uji.

Jumlah kolom	4
Jumlah pipa atau baris per kolom	12
Diameter luar pipa (mm)	10,2
Jumlah sirip per inci	21
Susunan pipa	*staggered*
Jarak longitudinal antar pipa (mm)	22,0
Tebal sirip (mm)	0,33
Panjang efektif pipa (mm)	400,0
Jarak vertikal antar pipa (mm)	25,4

4. HASIL PENELITIAN DAN DISKUSI

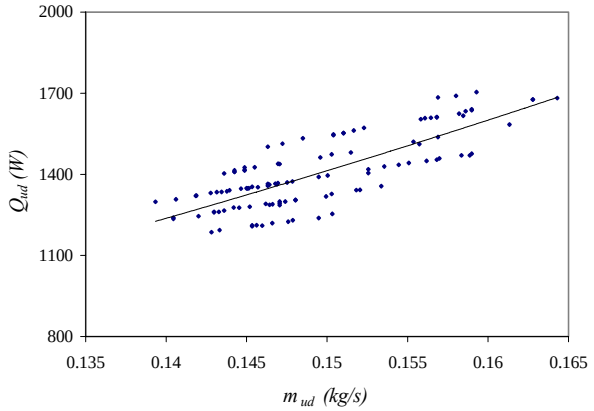
Laju perpindahan panas di evaporator

Besaran ini dievaluasi untuk menunjukkan kemampuan penukar panas, khususnya evaporator, dalam mentransfer energi dalam bentuk panas dan diperoleh dari hasil eksperimental. Khusus evaporator ini kedua fluida yang saling dipertukarkan energinya bisa mengalami perubahan fasa. Proses evaporasi dialami oleh refrigeran karena menerima energi dari udara. Laju perpindahan panas berperubahan fasa yang terjadi di evaporator ini dievaluasi berdasarkan hasil pengukuran laju massa aliran udara, temperatur rata-rata bola basah dan bola kering udara di sisi masuk dan keluar kondensor, massa kondensat yang tertampung, serta pemanfaatan sifat-sifat termodinamik udara (tabel psikrometrik udara). Dari data tersebut berdasarkan asumsi bahwa laju transfer energi dalam bentuk panas di sisi refrigeran sama dengan di sisi udara, laju perpindahan panas di evaporator sebagai fungsi dari laju aliran massa udara diperlihatkan pada Gambar 4. Dari gambar tersebut dapat ditarik beberapa kesimpulan antara lain:

- Dalam kasus evaporasi ini laju massa refrigeran yang mengalir sangat dipengaruhi oleh kondisi operasi mesin. Dalam praktek untuk suatu unit pengkondisian udara besaran ini selalu menyesuaikan diri dengan peralatan lain seperti daya kompresor, proses *throtling* yang terjadi di dalam alat ekspansi, dan kapasitas pendinginan refrigeran di kondenser. Suatu hal yang penting dari hasil pengamatan ini adalah bahwa laju massa yang berubah fasa dapat menyesuaikan diri dengan laju panas yang diberikan oleh udara dan yang diterima oleh evaporator, sehingga koefisien perpindahan panas (Gambar 6) praktis tidak berubah banyak terhadap perubahan laju aliran massa udara. Kecenderungan naiknya nilai koefisien perpindahan panas diduga sebagai akibat dari pemanasan uap jenuh berlanjut.
- Terdapat pula beberapa data yang menunjukkan bahwa untuk suatu laju perpindahan panas yang berbeda, laju aliran massa udara dapat sama. Hal ini disebabkan oleh pengaruh kondisi operasi refrigeran di peralatan lain.
- Di luar kompleksitas masalah perpindahan panas berperubahan fasa pada kedua sisi fluida yang dipertukarkan ini, kecenderungan umum proses perpidahan panas masih diperoleh yaitu bahwa laju perpindahan panas meningkat dengan meningkatnya laju aliran massa salah satu dari fluida yang saling dipertukarkan energinya, walaupun tidak terlalu besar karena kisaran laju massa aliran yang tidak terlalu besar pula.
- Satu hal yang sulit dikendalikan dalam eksperimen ini adalah laju perubahan massa cairan refrigeran yang terevaporasi. Padahal di lain pihak parameter ini merupakan parameter yang dominan dan menentukan kapasitas perpindahan panas dan dipengaruhi oleh beberapa parameter eksperimen yang lain. Oleh karena itu dalam analisis ini akan dapat dilihat nanti bahwa koefisien perpindahan panas tidak banyak berubah nilainya dengan

perubahan laju massa aliran udara. Perlu ditambahkan bahwa eksperimen ini merupakan pendekatan riil bekerjanya sebuah unit pengkondisian udara. Hal ini diharapkan dapat mewakili kinerja unit yang akan sangat berguna dalam desain evaporator.

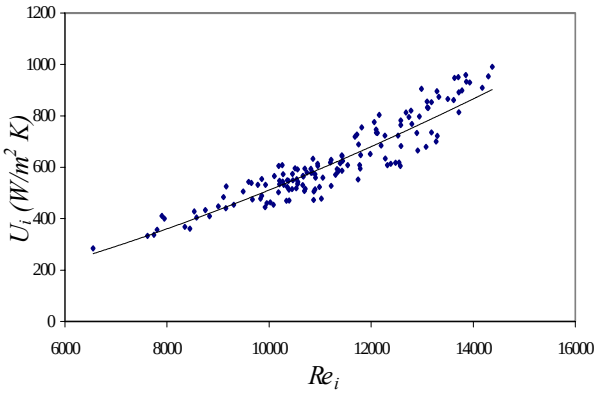
- Dari Gambar 4 nampak bahwa laju perpindahan panas atau sering disebut kapasitas evaporator uji adalah berkisar antara 1200 W hingga 1700 W.



Gambar 4 Laju perpindahan panas di evaporator uji pada berbagai laju massa aliran udara

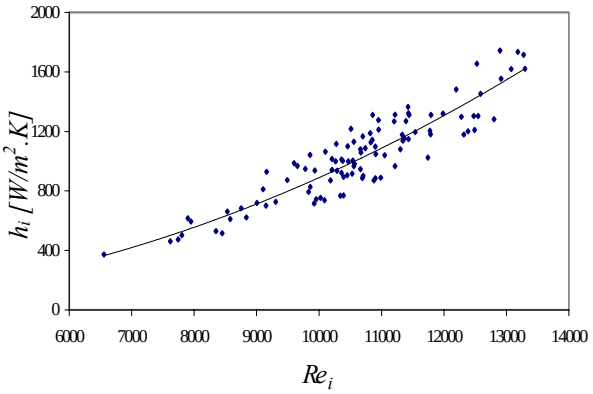
Koefisien perpindahan panas keseluruhan pada evaporator

Dari data pengamatan temperatur masuk dan keluar setiap fluida dan hasil laju perpindahan panas untuk berbagai laju aliran udara seperti yang diperoleh pada Gambar 4, nilai koefisien perpindahan panas global *U* dapat dievaluasi dan hasilnya dipresentasikan dalam Gambar 5. Dari hasil tersebut dapat dicatat bahwa seperti pada umumnya sebuah penukar panas, koefisien perpindahan panas keseluruhan (*overall heat transfer coefficient*) meningkat dengan meningkatnya laju aliran massa salah satu fluida kerjanya. Peningkatan ini tentunya diikuti dengan peningkatan laju penguapan refrigeran.



Gambar 5 Koefisien perpindahan panas keseluruhan (global) pada evaporator uji.

Laju perpindahan panas di sisi refrigeran juga dapat dievaluasi dan dipresentasikan pada Gambar 6. Namun demikian kisaran laju perpindahan panas yang dapat ditransfer adalah terbatas. Seperti telah diuraikan di atas, tampak sekali bahwa nilai koefisien perpindahan panas global cukup banyak berubah dengan perubahan laju massa aliran udara akibat dominannya nilai koefisien perpindahan panas di sisi udara yang juga mengalami perubahan fasa (pengembunan uap air). Dari Gambar 6 diperoleh hasil bahwa seperti halnya koefisien perpindahan panas global, koefisien perpindahan panas di sisi refrigeran ini meningkat dengan laju massa salah satu fluida kerjanya. Namun peningkatannya tidak setajam koefisien perpindahan panas global. Hal ini menunjukkan bahwa dominasi perpindahan panas masih lebih pada sisi udara. Peningkatan ini diduga sebagai hasil peningkatan kondensasi uap air yang terkandung di udara yang didinginkan. Namun demikian di sisi refrigeran dengan meningkatnya fraksi uap di dalam saluran akan meningkatkan proses penyerapan energi dari udara sehingga kondensasi uap air juga semakin intensif. Hal yang terakhir ini mengakibatkan kenaikan koefisien perpindahan panas walaupun tidak terlalu besar dengan meningkatnya laju massa udara.



Gambar 6 Koefisien perpindahan panas di sisi refrigeran pada evaporator uji.

Pendekatan hasil perhitungan nilai koefisien perpindahan panas di sisi refrigeran dalam bentuk bilangan tak berdimensi dapat ditulis sebagai:

$$Nu_i = 6{,}60351E\text{-}07.Re_i^{2,17} \qquad (19)$$

Perbandingan antara hasil evaluasi numerik dan eksperimental.

Untuk menguji validitas program perhitungan yang disusun, perangkat lunak ini perlu divalidasi.

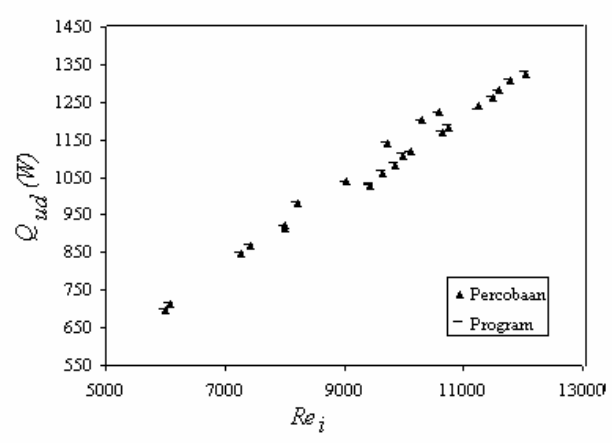
Tabel 1 Data Perhitungan Numerik

Parameter Masukan dan Satuan	Nilai
Laju massa udara masuk (kg/s)	0,152
Temperatur udara masuk (^{o}C)	26
Tekanan udara lingkungan (bar)	1,01
Laju massa refrijeran (kg/s)	0,008
Temperatur refrijeran masuk (^{o}C)	6,7
Fraksi uap refrijeran masuk (%)	20,75
Laju massa kondensat (kg/s)	0,0005
Faktor koreksi LMTD	0,95
Temperatur kondensat (^{o}C)	11
Panjang koil total (m)	18,24
Jumlah pipa perbaris	12
Jumlah pipa perkolom	4
Jumlah pembagian segmen	5
Konduktivitas termal koil [W/m^2 K]	401
Konduktivitas termal sirip [W/m^2 K]	177

Validasi yang dilakukan dalam penelitian ini adalah dengan cara memasukkan beberapa data pengujian kemudian mengevaluasi kinerja penukar panas uji dan mencocokannya dengan hasil eksperimen yang dilakukan. Salah satu contoh hasil validasi yang telah dilakukan diberikan dalam Gambar 7, untuk data perhitungan seperti dalam Tabel (1).

Dalam Gambar 7 tersebut ditunjukkan perbandingan antara hasil evaluasi numerik dan hasil pengujian eksperimental dari laju perpindahan panas di evaporator untuk berbagai laju aliran massa udara. Dari gambar tersebut beberapa hal dapat dicatat antara lain:

- Diperoleh kecenderungan perbandingan yang sangat baik antara hasil numerik dengan dengan hasil eksperimental. Walaupun diperoleh kecenderungan yang baik, namun masih terdapat perbedaan maksimum sekitar 2,5%. Perbedaan ini diduga sebagai akibat keterbatasan ketelitian pengukuran temperatur dan laju massa aliran saat pengujian. Hal ini akan mengakibatkan penyimpangan perhitungan sifat-sifat termodinamik udara dan panas laten yang terjadi saat proses evaporasi refrigeran.
- Dalam pandangan rekayasa perbedaan sekitar 2,5% maksimum tersebut masih dapat diterima, karena pada kenyataannya dalam desain penukar panas demensi yang diperoleh diperbesar hingga 25% untuk kompensasi keamanan desain. Hal ini dikaitkan dengan fungsi operasi penukar panas pada umumnya, yang apabila dipasang dalam suatu sistem, banyak parameter yang saling mempengaruhi dan kadang-kadang memang diinginkan agar dapat bekerja dengan kapasitas yang bervariasi hingga 25%.



Gambar 7 Perbandingan antara hasil kaji numerik dan eksperimental evaporator uji.

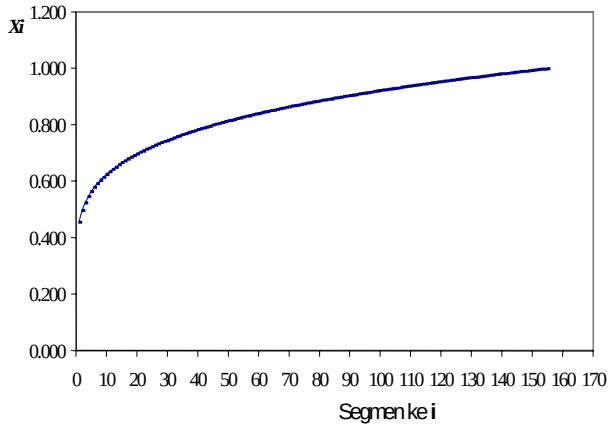
- Dengan hasil perbandingan tersebut, berarti bahwa untuk data yang terkait dengan evaluasi di atas, model perhitungan yang diusulkan dapat dipergunakan dengan baik.

Perubahan kualitas uap refrigeran di sepanjang pipa.

Dengan menerapkan Persamaan kekekalan energi di setiap elemen volume seperti diperlihatkan pada Persamaan (11), akhirnya kualitas dan perubahannya di sepanjang pipa evaporator dapat dievaluasi. Perubahan nilai kualitas sebagai fungsi dari nomor elemen volume diperlihatkan pada Gambar 8. Dari gambar tersebut perubahan nilai kualitas uap refrigeran dapat dinyatakan sebagai fungsi polinomial pangkat tiga dari nomor elemen volume **i** yaitu:

$$x_i = -\,0{,}000002\,\mathbf{i}^3 + 0{,}001\,\mathbf{i}^2 - 0{,}0905\,\mathbf{i} + 2{,}3272 \qquad (20)$$

dengan **i** menunjukkan nomor elemen.



Gambar 8 Perubahan kualitas uap refrigeran sepanjang pipa.

5. KESIMPULAN

Dari penelitian yang telah dilakukan beberapa hal dapat ditarik sebagai kesimpulan antara lain:

1. Telah dilakukan suatu kaji eksperimen kinerja evaporator berpendingin udara dalam aliran silang. Dari pengamatan eksperimental diperoleh beberapa hal yang menarik yaitu :
   - Perubahan kualitas uap refrigeran sepanjang evaporator uji dapat didekati dengan fungsi polinomial pangkat tiga terhadap nomor elemen volume yang diteliti.
   - Kinerja evaporator saling berkait dalam sebuah unit pengkondisian udara, sehingga sangat sulit untuk mempertahankan laju refrigeran yang tetap. Kapasitas perpindahan panas di evaporator ini dibatasi oleh dinamika sistem mesin pendingin kompresi uap uji. Artinya hasil yang diperoleh akan sangat berbeda dengan apabila evaporator tersebut diuji masing-masing secara terpisah.
2. Dari hasil penelitian diketahui bahwa untuk evaporator uji yang terdiri dari penukar panas bersirip dengan spesifikasi geometri yang sejenis, menghasilkan laju perpindahan panas proses pendinginan udara dalam kisaran antara 1200 W hingga 1700 W.
3. Model matematik neraca massa dan energi yang diterapkan dalam elemen volume dapat dipakai sebagai salah satu metode dalam perancangan demensi evaporator sejenis. Model ini telah dituangkan dalam bentuk program komputer untuk memudahkan perhitungan.

Ucapan terima kasih
Penelitian ini merupakan hasil penelitian di bidang teknik pendingin yang dibiayai oleh P4M, DIKTI, melalui penelitian hibah bersaing. Atas dukungan finansiil yang diperoleh, penulis mengucapkan banyak terima kasih.

6. DAFTAR PUSTAKA

1. Eric M. Smith, *Thermal Design of Heat Exchangers, A Numerical Approach: Direct Sizing and Stepwise Rating*, John Wiley & Sons, Singapore,1997.
2. Idem SA, Jung C, Gonzalez GJ, and Goldschmidt VW, *Performance of Air-to-Water Cooper Finned-Tube Heat Exchanger at Moderately Low Air-Side Reynolds Number*, *Including Effects of Baffles*, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 30, No 8, 1987.
3. Incropera and De Witt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, 2nd Edition, New York, 1990.
4. Kays, WM and London, AL, *Compact Heat Exchanger*, 2nd Edition, Mc Graw-Hill Company, New York, 1964.
5. Van den Bluck, E, *Optimal Design of Cross-Flow Heat Exchanger*, Journal of Heat Transfer, 113, Trans. ASME, May 1991.
6. Setyo Darmanto P., Windy Hermawan and Wahyu Purwo Raharjo, *Experimental Study of Partial Fins Heat Exchanger*, Proceedings of International Conference on Fluid and Thermal Energy Conversion, Jogyakarta, 1997.
7. Setyo Darmanto P and Santosa B, *Numerical Study of Cross Flow Heat Exchanger With Partial Fins*, Proceedings of First International Thermal Energy Congress, Morocco, 1993.
8. Prihadi Setyo Darmanto, Deddy Dwi Aryanto, dan Muhammad Ismail, *Kaji Numerik Dan Eksperimental Perpindahan Panas Berperubahan Fasa Pada Kasus kondenser Berpendingin Udara,* Teknik Mesin , Vol XVII, 2002.