

PEMANFAATAN PANAS BUANG AC UNTUK MEMANASKAN AIR DENGAN ALAT PENUKAR KALOR TIPE HORIZONTAL

Muhammad Nadjib*

ABSTRAK

Kelemahan sumber energi konvensional adalah terbatasnya persediaan di alam. Salah satu cara mengoptimalkan energi konvensional adalah memanfaatkan energi terbuang pada suatu sistem.

Telah dilakukan modifikasi pada mesin AC dengan memasang alat penukar kalor tipe horisontal untuk menghasilkan air panas. Dipakai pipa tembaga diameter $\frac{3}{4}$ " panjang 6 m. Alat penukar kalor dipasang antara kompresor dan kondenser.

Diperoleh hasil bahwa temperatur air panas maksimum rata-rata mencapai 71,033 °C dan penambahan instalasi ini tidak mengganggu unjuk kerja mesin AC.

Kata kunci : panas buang, air panas, mesin AC, alat penukar kalor.

PENDAHULUAN

Semenjak terjadinya krisis energi, manusia disadarkan akan ancaman habisnya sumber energi konvensional. Keterbatasan sumber energi konvensional harus disikapi dengan upaya pemanfaatan energi tersebut secara optimal. Salah satu langkah yang dapat dilakukan adalah pemanfaatan energi terbuang pada suatu sistem menjadi energi berguna.

Pemanfaatan energi terbuang dapat dilakukan pada instalasi tenaga, reaktor nuklir, industri proses maupun instalasi mesin refrigerasi (Boyen, 1980). Pada instalasi mesin refrigerasi, pemanfaatan energi berasal dari panas yang terbuang di kondenser. Penelitian pemanfaatan panas terbuang pada mesin refrigerasi untuk AC (*Air Conditioner*) pernah dilakukan oleh Widiasmoro (1992). Penelitian ini memakai mesin AC 2 PK, alat penukar kalor dari pipa tembaga diameter $\frac{3}{4}$ " panjang 12 m, pemasangan koil vertikal dan volume tangki air 150 liter. Tangki air dipasang di antara kompresor dan kondenser. Hasilnya adalah diperoleh temperatur rata-rata air panas sebesar 65 °C. Penelitian yang hampir sama juga dilakukan pada mesin AC mobil 1,5 PK berpendingin udara (Anonim, 1998). Dilakukan modifikasi pada kondenser dimana pendinginannya diubah memakai air. Modifikasi ini dapat menaikkan temperatur air dari 26°C menjadi 42°C dan dapat menaikkan COP (*Coefficient of Performance*) mesin. Untuk mesin AC kapasitas besar (*water chiller plant*) pada bangunan, Schibuola (1999) merekomendasikan pemanfaatan panas buang pada kondenser karena diperoleh hasil yang memuaskan baik aspek energi maupun ekonomi.

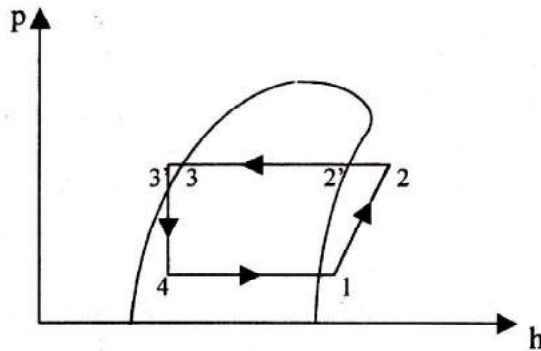
Pada penelitian ini dilakukan modifikasi mesin AC jenis *split* untuk mengetahui seberapa besar temperatur air panas yang dihasilkan dan pengaruh modifikasi terhadap karakteristik mesin. Alat penukar kalor memakai tipe horisontal dengan maksud instalasinya tidak banyak memakan tempat dan volume tangki dipilih 75 liter mengacu kebutuhan untuk apartemen (Frankel, 1996). Pemilihan mesin AC *split* ini dengan alasan bahwa penggunaannya sangat luas melebihi jenis mesin AC sentral (Steimle, 2000).

* Staf Pengajar Jurusan Teknik Mesin FT UMY

LANDASAN TEORI

Karakteristik Mesin Refrigerasi

Siklus refrigeran dalam mesin refrigerasi digambarkan pada diagram p-h sebagai berikut :



Proses siklus refrigerasi :

- kompresi isentropik (1-2)
- *desuperheating* (2-2')
- kondensasi (2'-3)
- pendinginan lanjut (3-3')
- ekspansi isentropik (3'-4)
- evaporasi (4-1)

Gambar 1. Siklus refrigerasi

Kondenser memindah panas dari uap refrigeran ke lingkungan dengan tiga cara. Pertama, memindah panas sensibel dari kondisi panas lanjut (*superheating*) sampai di titik didih refrigeran (proses *desuperheating*). Kedua, pembuangan panas laten pengembunan sampai uap refrigeran mencair (proses kondensasi). Ketiga adalah pendinginan cairan refrigeran sampai temperatur di bawah temperatur jenuh (proses *subcooling*).

$$q_{\text{kondenser}} = (h_2 - h_{2'}) + (h_{2'} - h_3) + (h_3 - h_{3'}) \quad (1)$$

Menurut Stoecker (1996) untuk pemakaian refrigeran R 22 dan temperatur pengembunan di kondenser 50 °C, temperatur panas lanjut mencapai 80°C. Kondisi ini menggambarkan sumber energi yang dapat dimanfaatkan untuk memanaskan air dimana sekitar 15 % panas dibuang saat proses *desuperheating* (Havrella, 1995).

Prestasi mesin refrigerasi sering dinyatakan dengan COP yang didefinisikan sebagai perbandingan efek pendinginan di evaporator dan panas ekivalen kerja kompresi spesifik ,

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

Semakin tinggi COP berarti prestasi mesin semakin baik. Untuk kebanyakan mesin refrigerasi komersial, COP berkisar 3 sampai 5 (Althouse, 1979).

Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor (*heat exchanger*, HE) berfungsi memindah panas dari fluida panas ke fluida dingin. Dalam hal ini panas uap refrigeran diambil untuk memanaskan air. Panas yang dilepas uap refrigeran adalah :

$$Q_r = m_r c_{pr} \Delta t_r \quad (3)$$

Sedang panas yang diterima air :

$$Q_a = m_a c_{pa} \Delta t_a \quad (4)$$

Besarnya persentase panas yang diambil air terhadap panas yang dibuang di kondenser disebut *heat recovery*.

$$H_r = \frac{Q_a}{(h_2 - h_3)m_r t} \quad (5)$$

Prestasi alat penukar kalor dinyatakan dengan efektivitas yaitu perbandingan panas yang diterima air terhadap panas maksimum yang dapat dipindah oleh uap refrigeran. Besarnya efektivitas menurut Kern (1950) :

$$\varepsilon = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad (6)$$

Koil alat penukar kalor dibedakan menurut pemakaiannya yaitu tipe helik untuk posisi vertikal dan tipe trombon untuk posisi horisontal (Dossat, 1991).

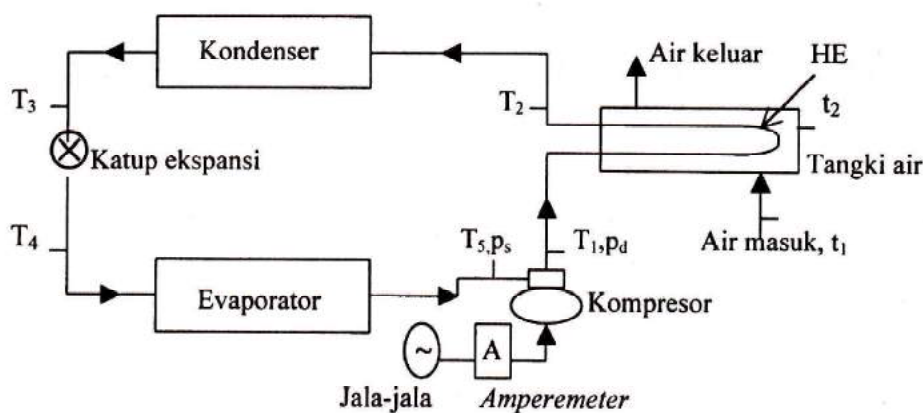
METODE PENELITIAN

Bahan :

Bahan yang digunakan dalam penelitian ini adalah air sebagai media yang dipanaskan dan refrigeran R22 sebagai fluida kerja mesin refrigerasi.

Alat :

Skema alat penelitian ditunjukkan pada gambar 2. Dipakai mesin AC *split* dengan kapasitas pendinginan 9000 Btu/jam. Koil HE memakai pipa tembaga diameter $\frac{3}{4}$ " panjang 6 m disusun horisontal (tipe trombon). Tangki air volume 75 liter terpasang horisontal. Alat ukur yang dipakai adalah termometer untuk mengukur temperatur air dan refrigeran, *pressure gage* untuk mengukur tekanan hisap dan tekanan buang kompresor dan *amperemeter* untuk mengetahui arus yang masuk kompresor.



Gambar 2. Skema alat penelitian.

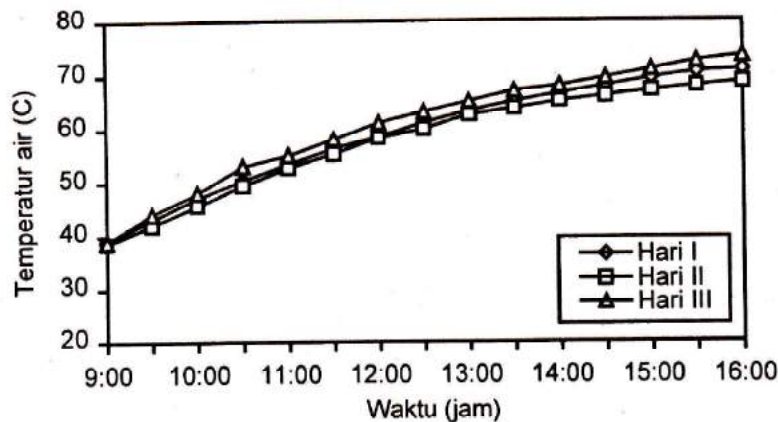
Pelaksanaan :

Tangki air dipasang pada mesin AC antara pipa keluar kompresor dan pipa masuk kondenser. Jarak tangki 2 m di atas kompresor (*outdoor unit*). Tangki air diisi penuh dari tandon air secara gravitasi dan diukur temperaturnya (t_1). Mesin AC dihidupkan. Dicatat besaran-besaran yang diukur yaitu temperatur air panas (t_2), temperatur keluar kompresor (T_1), temperatur keluar HE (T_2), temperatur keluar kondenser (T_3), temperatur masuk evaporator (T_4), temperatur masuk kompresor (T_5), tekanan masuk kompresor (p_s), tekanan keluar kompresor (p_d) dan arus masuk kompresor (A). Pencatatan dilakukan setiap 30 menit

antara pukul 09.00 sampai 16.00. Pada akhir pengujian air panas ditap. Pengujian dilaksanakan selama tiga hari.

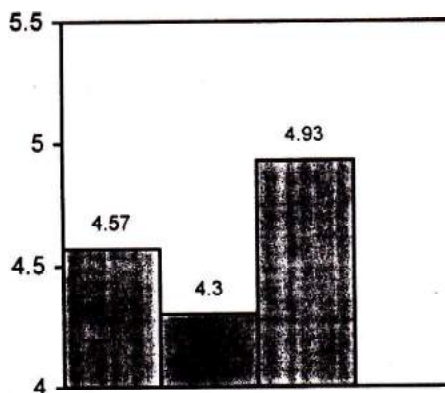
HASIL DAN PEMBAHASAN

Temperatur air panas yang dihasilkan ditampilkan pada gambar 3. Selama 7 jam pengujian, pada hari pertama temperatur air mencapai $71\text{ }^{\circ}\text{C}$, hari kedua sebesar $68,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ dan hari ketiga sampai $73,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pada ketiga hari pengujian ini temperatur air panas maksimum rata-rata adalah $71,033\text{ }^{\circ}\text{C}$. Temperatur tersebut telah mencukupi syarat minimal temperatur air panas untuk konsumsi rumah tangga yaitu $57\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Hall, 1988). Hasil ini lebih baik dari penelitian Widiasmoro (1992).

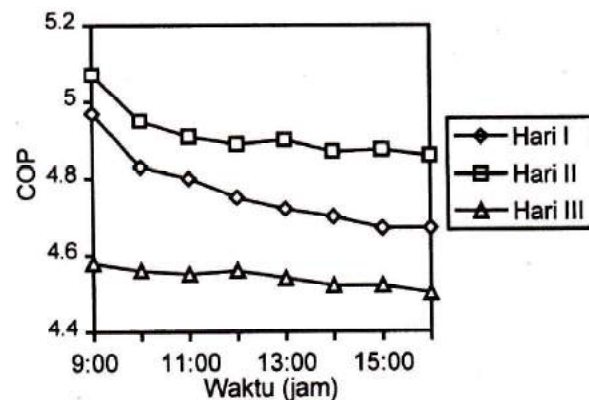


Gambar 3. Grafik perubahan temperatur air terhadap waktu.

Untuk menggambarkan prestasi pemanasan air didefinisikan kecepatan pemanasan, yaitu perubahan temperatur air dibagi lama pemanasan. Pada hari pertama kecepatan pemanasan $4,57\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{jam}$, pada hari kedua sebesar $4,3\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{jam}$ dan pada hari ketiga mencapai $4,93\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{jam}$. Kecepatan pemanasan rata-rata selama tiga hari pengujian adalah $4,6\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{jam}$. Prestasi ini memberi informasi kenaikan temperatur air untuk waktu pemanasan tertentu. Harga kecepatan pemanasan selama pengujian diberikan pada gambar 4.



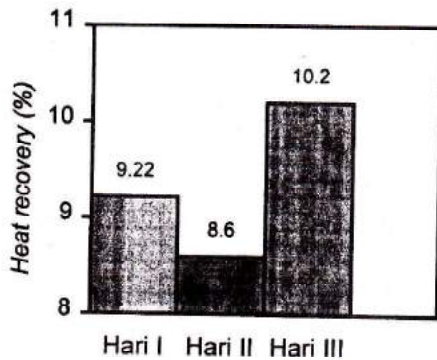
Gambar 4. Kecepatan pemanasan selama pengujian.



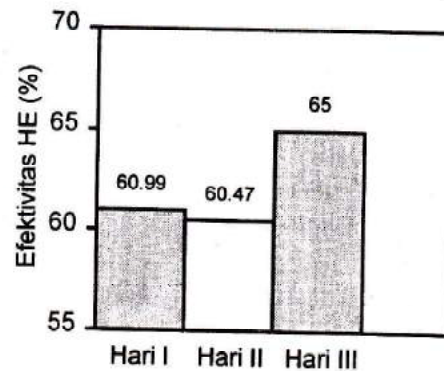
Gambar 5. Grafik perubahan COP terhadap waktu.

Prestasi mesin refrigerasi (COP) selama pengujian ditampilkan pada gambar 5. Rata-rata COP hari pertama adalah 4,76, pada hari kedua 4,91 dan pada hari ketiga 4,54. Harga-harga ini menunjukkan bahwa mesin AC masih dalam keadaan standar. Pada ketiga hari pengujian, COP mempunyai kecenderungan menurun. Penurunan pada hari pertama 6,04%, hari kedua sebesar 4,14% dan hari ketiga sebesar 1,31%. Kecenderungan COP menurun disebabkan naiknya temperatur kondensasi dimana temperatur uap refrigeran dipengaruhi temperatur air panas dalam tangki. COP menurun mengindikasikan kemampuan daya serap panas evaporator menurun. Tetapi penurunan COP ini menurut Althouse (1979) dapat diterima karena masih dalam batas yang wajar.

Prestasi alat penukar kalor selama pengujian digambarkan dengan *heat recovery* dan efektivitas seperti pada gambar 6 dan gambar 7. Energi yang dipakai untuk memanaskan air maksimum dicapai pada hari ketiga yaitu 10,2% dari panas buang kondenser. Sedang daya guna alat penukar kalor maksimum adalah 65% pada hari ketiga. Tingginya *heat recovery* dan efektivitas pada hari ketiga inilah yang mengakibatkan temperatur air paling tinggi dicapai pada hari tersebut.



Gambar 6. *Heat recovery* alat penukar kalor.



Gambar 7. Efektivitas alat penukar kalor.

KESIMPULAN

Dari uraian hasil dan pembahasan di atas dapat disimpulkan bahwa penambahan alat penukar kalor tipe horisontal dengan pipa tembaga diameter $\frac{3}{4}$ " panjang 6 m pada unit mesin AC 1 Pk, dapat menghasilkan air panas maksimum rata-rata 71,033 °C. Secara umum penambahan instalasi ini tidak mengganggu unjuk kerja mesin AC karena penurunan COP tidak terlalu signifikan.

DAFTAR LAMBANG

- c_{pa} : panas jenis air tekanan konstan (kJ/kg.K)
- c_{pr} : panas jenis refrigeran tekanan konstan (kJ/kg.K)
- h : entalpi (kJ/kg)
- H_r : *heat recovery*
- Q_a : panas yang diterima air (kJ)
- Q_r : panas yang dilepas refrigeran (kJ/jam)
- m_a : massa air (kg)
- m_r : laju aliran massa refrigeran (kg/jam)
- t : lama pemanasan (jam)
- t_1 : temperatur air masuk HE (°C)
- t_2 : temperatur air keluar HE (°C)

- T_1 : temperatur refrigeran masuk HE ($^{\circ}\text{C}$)
 Δt_a : beda temperatur air ($^{\circ}\text{C}$)
 Δt_r : beda temperatur refrigeran ($^{\circ}\text{C}$)
 ε : efektivitas HE (%)

DAFTAR PUSTAKA

- Althouse, A.D., 1979, *Modern Refrigeration and Air Conditioning*, The Goodheart-Willcox Company, Inc., Illionis.
- Anonim, 1998, *Modifikasi Sistem Pendingin Menjadi Dua Fungsi sebagai Pemanasan Air dan Pendingin Ruangan*, Simposium Nasional PMTM XII, UNTAG-Surabaya.
- Boyen, J.L., 1980, *Thermal Energy Recovery*, John Willey & Sons, New York
- Dossat, R.J., 1991, *Principles of Refrigeration*, Third Edition, Prentice-Hall International, Inc., New Jersey.
- Frankle, M., 1996, *Facility Piping Systems Handbook*, McGraw-Hill, New York.
- Hall, F., 1988, *Design Calculation for Plumbing and Heating Engineers*, Longman Scientific & Technical, New York.
- Havrella, R.A., 1995, *Heating, Ventilating and Air Conditioning Fundamentals*, Prentice Hall, New Jersey.
- Kern, D.Q., 1950, *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill Kogakusha Ltd., Tokyo.
- Schibuola, L., 1999, *Experimental Analysis of a Condenser Heat Recovery in an Air Conditioning Plant*, Energy, Vol. 24, pp. 273 – 283.
- Steimle, F., 2000, *Air Conditioning on Rise in Europe*, ASHRAE Journal, December 2000, pp. 11 – 13.
- Stoecker, W.F., Jones, J.W., 1989, *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*, Edisi Kedua, Erlangga, Jakarta.
- Widiasmoro, T., 1982, *Wika Aircon Water Heater*, PT Wijaya Karya, Jakarta.