

SIMULASI PEMANFAATAN PANAS BUANG CHILLER UNTUK KEBUTUHAN AIR PANAS DI PERHOTELAN

Rahmat Iman Mainil ⁽¹⁾, Afdhal Kurniawan Mainil ⁽²⁾

⁽¹⁾Peneliti Balai Besar Keramik Kementerian Perindustrian RI,

⁽²⁾Staf Pengajar Jurusan Teknik Mesin Universitas Bengkulu

ABSTRACT

The simulations have been carried out for utilization of waste heat recovery from chiller 30RB60 type in hot water needs in hotel. Waste heat recovery from condenser with a capacity of 167 kW is used to heat up 2,500 L volume of water. Based on the simulation results obtained that the average energy can be used for preheating the water was 383,901.221 kJ, to increase the water temperature from 20 ° C to 56 ° C in 67 minutes, for continually use of chiller. Utilization of waste heat recovery can reduces the use of electric bill until 90%. At the peak time's utilization of hot water, the simulation result shows that for water consumption up to 400 L in 15 minutes, or 1,600 L/h, the water temperature still kept warm until 4 ° C.

Keywords: Chiller, hot water, waste heat recovery, simulation

1. PENDAHULUAN

Mesin refrigerasi adalah salah satu jenis mesin konversi energi, dimana sejumlah energi dibutuhkan untuk menghasilkan efek pendinginan. Di sisi lain, panas dibuang oleh sistem ke lingkungan untuk memenuhi prinsip-prinsip termodinamika agar mesin dapat berfungsi [1,2,3]. Panas yang terlepas ke lingkungan biasanya terbuang begitu saja tanpa dimanfaatkan. Berbagai upaya telah dilakukan untuk memanfaatkan panas yang terbuang ke lingkungan tersebut. Salah satunya dengan memanfaatkan panas yang terbuang untuk memanaskan air yang dapat dipergunakan untuk kebutuhan sehari-hari [4,5].

Udara yang nyaman dan ketersediaan air panas untuk mandi sangat dibutuhkan oleh banyak bangunan hampir semua gedung bertingkat, pusat perkantoran, perumahan (*residential*), dan perhotelan. Biasanya kebutuhan akan udara yang nyaman dipenuhi oleh sebuah sistem pengkondisian udara yang disuplai oleh mesin refrigerasi dengan menggunakan air sebagai refrigeran sekunder (*chiller*) [1]. Sedangkan kebutuhan akan air panas dipenuhi oleh alat pemanas air [6,7]. Tentunya hal ini akan menambah biaya yang harus dikeluarkan oleh pengelola hotel maupun perkantoran tersebut.

2. MESIN REFRIGERASI CHILLER

Mesin refrigerasi *chiller* menggunakan sistem pengkondisian udara tidak langsung yang dikenal dengan sistem pengkondisian udara tipe *chiller*[1]. Pemanfaatan panas yang terbuang dari mesin *chiller* untuk memanaskan air dapat menghemat penggunaan energi dan mengurangi biaya yang harus dikeluarkan.

Fluida pengantar yang digunakan dalam mesin refrigerasi *chiller* disebut refrigeran sekunder. Refrigeran sekunder ini digunakan untuk menyerap panas ruangan yang dikondisikan dan membuangnya di evaporator [1,3]. Skematik diagram jenis sistem pengkondisian udara pendinginan tidak langsung dapat dilihat pada "Gambar (1)".

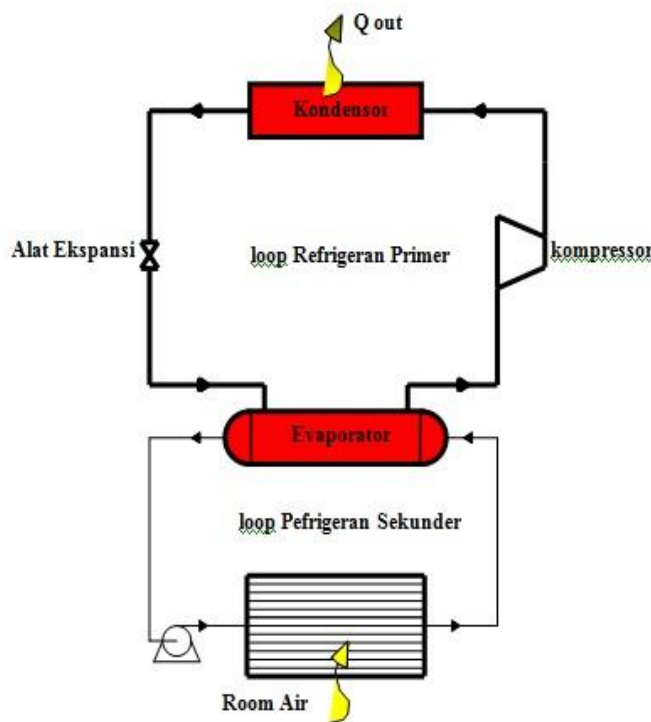
Dalam sistem pengkondisian udara tidak langsung terdapat dua *loop*, yaitu *loop* refrigeran primer dan *loop* refrigeran sekunder. *Loop* refrigeran primer adalah *loop* refrigeran pendingin utama atau *loop* siklus refrigerasi. *Loop* refrigeran sekunder adalah *loop* fluida pendingin perantara [3].

Sistem refrigerasi tidak langsung/*chiller* memiliki keuntungan sebagai berikut [1,3]:

- Sistem pendinginan tidak langsung lebih ekonomis jika diterapkan pada tempat-tempat yang tersebar luas dengan kebutuhan kapasitas pendinginan besar. Karena instalasi sistem pendinginan langsung membutuhkan instalasi pipa refrigeran primer lebih panjang dan harga lebih mahal dibandingkan dengan instalasi pendinginan tidak langsung.
- Mengurangi resiko bahaya, beberapa refrigeran primer memiliki resiko bahaya seperti mudah terbakar dan beracun (seperti hidrokarbon dan amoniak). Fluida yang bersirkulasi keruangan adalah refrigeran sekunder, sehingga penggunaan refrigeran bahaya tidak akan membahayakan orang-orang yang berada dalam sistem yang dikondisikan.

Komponen utama dalam mesin refrigerasi *chiller* hampir sama dengan mesin refrigerasi pendinginan langsung tetapi adanya beberapa penambahan pada

sirkulasi refrigeran sekunder, yaitu jaringan pipa refrigeran sekunder, pompa dan *room air terminal* (RAT) [3].



Gambar 1 Sistem pengkondisian udara tipe *chiller*[3]

Saat ini, rasio kelistrikan nasional (perbandingan jumlah penduduk yang telah menikmati listrik terhadap jumlah penduduk) masih rendah yaitu 0,67 [8]. Dengan demikian permintaan atau kebutuhan listrik masih besar. Hal ini menunjukkan bahwa kebutuhan listrik nasional belum mampu terpenuhi. Seiring dengan kemajuan daerah perkotaan, banyak berdiri bangunan besar atau komersil seperti hotel, perkantoran, rumah sakit dan pusat perbelanjaan. Bangunan ini membutuhkan listrik yang cukup besar. Berbagai usaha dilakukan untuk menghemat penggunaan listrik, salah satunya dengan memanfaatkan panas buang dari mesin refrigerasi *chiller* untuk memanaskan air, sehingga kebutuhan listrik untuk memanaskan air pada bangunan-bangunan komersil dapat dikurangi.

Dengan asumsi kebutuhan air panas per kamar adalah 30 liter/hari, kebutuhan *laundry* serta dapur dibutuhkan air panas 1100 liter/hari. Sehingga dibutuhkan perencanaan jenis penukar panas yang tepat untuk memanaskan air. Penukar panas tipe shell and tube baik digunakan untuk pemanfaatan panas buang dari kondensator ini, karena diharapkan refrigeran tetap berada didalam pipa mesin refrigerasi sedangkan air dilewatkan disekeliling pipa tersebut.

Untuk mengetahui kehandalan mesin untuk memanaskan air dan waktu yang dibutuhkan untuk pemanasan, maka dilakukan sebuah simulasi

pemanfaatan panas buang mesin *chiller* untuk memanaskan air. Pada simulasi ini penulis memfokuskan simulasi pada bagian pemanas air yang akan ditambahkan pada mesin *chiller*. Simulasi dilakukan untuk menganalisa performansi mesin dan penukar panas secara teoritis.

Untuk membangun model matematika untuk mesin *chiller* yang terintegrasi dengan penukar panas digunakan persamaan-persamaan termodinamika dan perpindahan panas.

3. METODOLOGI

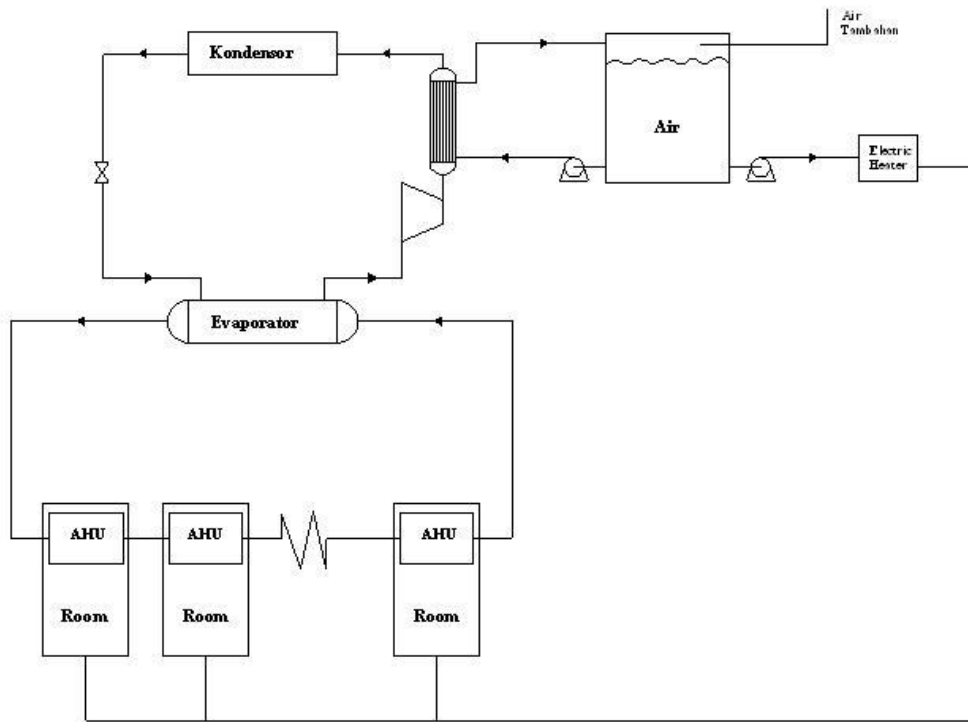
3.1 Sistem Kerja Engine

Konfigurasi sistem yang dipilih adalah dengan menempatkan alat penukar panas sebelum kondensator dan setelah kompresor, sedangkan air disirkulasikan dari tangki penyimpanan menuju penukar panas, kemudian kembali ke tangki, yang selanjutnya akan melewati pemanas air listrik, sebelum didistribusikan ke masing-masing ruangan. Konfigurasi sistem dapat dilihat pada “Gambar (2)”.

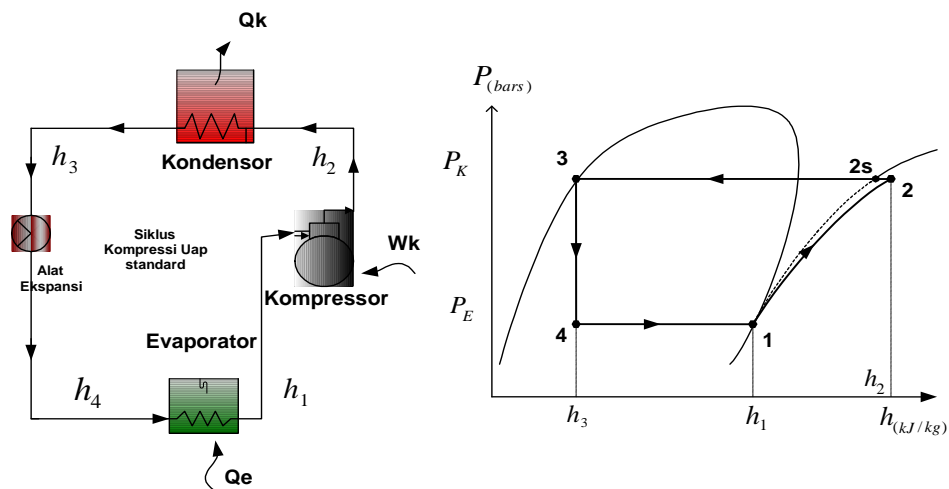
Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah dengan mensimulasikan pemanfaatan panas buang *chiller* menggunakan *shell and tube heat exchanger* yang ditambahkan pada mesin *chiller*.

Simulasi sistem adalah penghitungan variabel-variabel operasi sistem yang saling mempengaruhi. Sistem adalah kumpulan komponen yang parameter-parameter operasinya saling mempengaruhi. Oleh karena itu untuk dapat melakukan simulasi suatu sistem maka diperlukan persamaan-persamaan (model matematik) dari semua komponen sistem tersebut. Model matematik tersebut meliputi persamaan balans massa, balans energi, persamaan sifat termodinamik dan persamaan sifat temofisik refrigeran.

Pada penelitian ini simulasi dibuat untuk mensimulasikan sebuah mesin refrigerasi *chiller* dengan tambahan pemanas air tipe *shell and tube* yang memanfaatkan panas buang dari mesin. Pada simulasi yang dilakukan, siklus kompresi uap (SKU) seperti pada “Gambar (3)” diasumsikan beroperasi pada siklus standar dimana tekanan kondensor maupun tekanan evaporator tetap selama proses simulasi.



Gambar 2 Konfigurasi sistem pemanfaatan panas buang *chiller*



Gambar 3 Siklus kompresi uap[1]

3.2. Pemodelan Matematika Siklus Kompresi Uap

Pemodelan matematika pada SKU bertujuan untuk menganalisa SKU secara termodinamika sehingga hasil pemodelan nantinya dapat digunakan sebagai nilai input pada pemodelan pemanas air.

Kompresor

Jika perubahan energi kinetik dan perubahan energi potensial refrigeran sebelum dan sesudah masuk kompresor diabaikan, serta kompresi berlangsung secara adiabatik maka persamaan daya kompresor dan entalpi keluar kompresor adalah [2,9]:

$$\dot{W}_k = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad \dots (1)$$

Kondensor

Balans energi pada kondensor adalah [2,9]:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad \dots (2)$$

Katup ekspansi

Pada katup ekspansi pemodelannya [2,9]:

$$h_3 = h_4 \quad \dots (3)$$

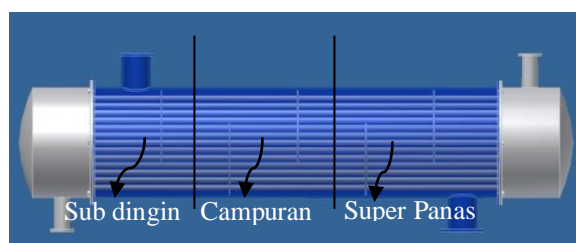
Evaporator

Balans massa dan balans energi pada evaporator [2,9]:

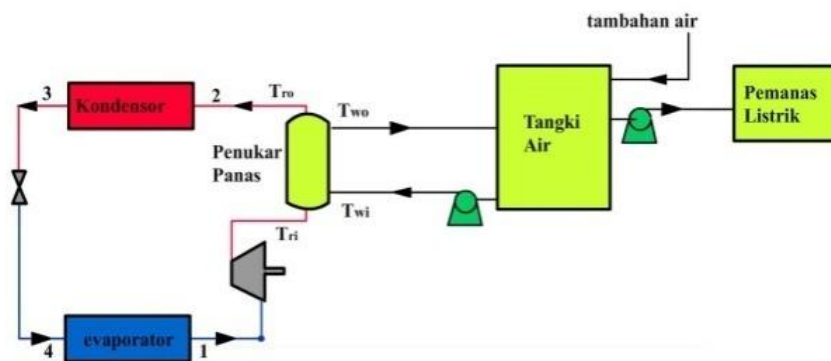
$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad \dots (4)$$

3.3. Pemodelan Matematik Pemanas Air

Pada siklus pemanas air, penukar panas tipe *shell and tube* ditempatkan diantara kondensor dan kompresor. Air yang berada di dalam tangki penyimpanan kemudian disirkulasikan kedalam penukar panas kemudian kembali lagi ke tangki penyimpanan. Panas buangan dari mesin refrigerasi dimanfaatkan untuk memanaskan air yang disirkulasikan, menggunakan perangkat penukar panas tersebut. Perpindahan panas di dalam pipa-pipa pada perangkat penukar panas (pada bagian refrigeran) dibagi ke dalam 3 bagian yaitu bagian super panas, bagian kondensasi, dan bagian sub dingin, seperti ditunjukkan pada “Gambar (4)”. Skema peralatan ditunjukkan “Gambar (5)”.



Gambar 4. Skema perubahan fasa di dalam pipa



Gambar 5 Skema peralatan

Tingkat keadaan refrigeran pada saat masuk pipa pemanas berada pada keadaan superpanas. Pertama, seluruh pipa pemanas diasumsikan berada pada tingkat keadaan superpanas. Bagian superpanas dari pipa pemanas A_{sp} sama dengan luas area perpindahan panas A_T . Temperatur refrigeran keluaran pipa pemanas T_{ro} dihitung dari balans energi [10]:

$$\dot{Q}_{sp} = \dot{m}_r \cdot C_{pr} \cdot (T_{ri} - T_{ro}) \quad \dots (5)$$

$$\dot{Q}_{sp} = U_{sp} \cdot A_{sp} \cdot \frac{(T_{ri} - T_{wo}) - (T_{ro} - T_{wi})}{\ln \left(\frac{T_{ri} - T_{wo}}{T_{ro} - T_{wi}} \right)} \quad \dots (6)$$

dimana:

- T_{ri} = Temperatur air masuk penukar panas
- T_{ro} = Temperatur air keluar penukar panas
- T_{wi} = Temperatur air masuk penukar panas
- T_{wo} = Temperatur air keluar penukar panas

U_{sp} = koefisien perpindahan panas total bagian superpanas

\dot{m}_r = Laju aliran massa refrigeran

C_{pr} = Panas spesifik refrigeran

Koefisien perpindahan panas total bagian superpanas dapat dievaluasi dengan persamaan [10]:

$$U_{sp} \cdot A_{sp} = \frac{1}{\frac{1}{H_i A_i} + \frac{1}{H_o A_o}} \quad \dots (7)$$

Koefisien perpindahan panas konvektif sisi refrigeran (H_i) di hitung menggunakan persamaan *Dittus-Boelter* [7,9,10]. Koefisien perpindahan panas sisi air dihitung menggunakan persamaan metode *kern* [6,10].

Jika T_{ro} yang dihitung dari "Persamaan (5) dan (6)" lebih besar dari temperatur kondensasi $T_{kondensator}$ (T_k), semua area pada pipa pemanas merupakan area super panas. Jadi laju perpindahan panas pada pipa pemanas pada bagian super panas dapat dihitung dari persamaan [10]:

$$Q_{hsp} = \dot{m}_r (h_{ri} - h_{ro}) \quad \dots (8)$$

dimana :

h_{ri} = entalpi refrigeran masuk penukar panas

h_{ro} = entalpi refrigeran keluar penukar panas

Jika T_{ro} lebih kecil dari $T_{kondensator}$ (T_k), daerah dua fasa dan daerah subdingin mungkin terjadi pada pipa pemanas. Dalam kasus ini, panas buang pada daerah superpanas dihitung menggunakan persamaan [10]:

$$Q_{hsp} = \dot{m}_r (h_{ri} - h_{vk}) \quad \dots (9)$$

Dan luas area daerah superpanas (A_{sp}) dapat dihitung dengan persamaan [10]

$$A_{sp} = \frac{Q_{sp} \cdot \ln \left(\frac{T_{ri} - T_{wo}}{T_k - T_{wi}} \right)}{(T_{ri} - T_{wo}) - (T_k - T_{wi})} \quad \dots (10)$$

Kemudian dapat diasumsikan semua area yang tersisa merupakan daerah aliran dua fasa, dimana luas daerah dua fasa (A_{df}) dihitung dengan persamaan [10]:

$$A_{df} = A_T - A_{sp} \quad \dots (11)$$

Kualitas refrigeran keluar dari pipa pemanas (x_{ro}) diasumsikan untuk menghitung koefisien perpindahan panas total di daerah dua fasa (U_{df}). Kemudian laju perpindahan panas di daerah dua fasa dievaluasi menggunakan "Persamaan (12)" dan dibandingkan dengan dengan panas buang yang dihitung dari perbedaan entalpi antara bagian masuk dan keluar dari daerah dua fasa [10].

$$Q_{udf} = U_{df} \cdot A_{df} \frac{(T_{wi} - T_{wo})}{\ln \left(\frac{T_k - T_{wo}}{T_k - T_{wi}} \right)} \quad \dots (12)$$

$$Q_{hdf} = \dot{m}_r (h_{vk} - h_{ro}) \quad \dots (13)$$

dimana :

h_{vk} = entalpi refrigeran pada tingkat keadaan uap jenuh

Dimana entalpi refrigeran pada keluaran pipa pemanas h_{ro} dapat dievaluasi dari [10]:

$$h_{ro} = h_{lk} + x_{ro} h_{vlk} \quad \dots (14)$$

Jika nilai Q_{udf} dan Q_{hdf} tidak sama atau tidak memenuhi toleransi yang ditentukan, x_{ro} harus diubah dan U_{df} , Q_{udf} dan Q_{hdf} dihitung ulang sampai toleransi yang ditetapkan antara Q_{udf} dan Q_{hdf} terpenuhi. Selama prosedur perhitungan tersebut, jika h_{ro} lebih kecil dari entalpi cair jenuh refrigeran pada tekanan kondensor h_{lk} , berarti terjadi daerah sub dingin. Dalam hal ini laju perpindahan panas dari daerah dua fasa koil pemanas Q_{hdf} dapat dihitung dari [10]:

$$Q_{hdf} = \dot{m}_r (h_{vl}) \quad \dots (15)$$

Kemudian, area perpindahan panas dari pipa pemanas (A_{hdf}) dihitung dengan [10]:

$$A_{hdf} = \frac{Q_{hdf}}{U_{hdf} \frac{(T_{wi} - T_{wo})}{\ln \left(\frac{T_k - T_{wo}}{T_k - T_{wi}} \right)}} \quad \dots (16)$$

Luas perpindahan panas bagian sub dingin (A_{hsd}) dapat dihitung dengan [10]:

$$A_{hsd} = A_T - A_{sp} - A_{hdf} \quad \dots (17)$$

Temperatur refrigeran pada pipa pemanas T_{ro} dihitung dengan balans energi [10]

$$Q_{sd} = \dot{m}_r \cdot C_{pr} \cdot (T_k - T_{ro}) \quad \dots (18)$$

$$Q_{sd} = U_{sd} \cdot A_{sd} \cdot \frac{(T_k - T_{wo}) - (T_{ro} - T_{wi})}{\ln \left(\frac{T_k - T_{wo}}{T_{ro} - T_{wi}} \right)} \quad \dots (19)$$

Oleh karena itu, laju perpindahan panas daerah subdingin Q_{hsd} dapat dihitung dari [10]

$$Q_{hsd} = \dot{m}_r \quad \dots (20)$$

Selama prosedur perhitungan Q_{udf} dan Q_{hdf} , jika h_{ro} lebih besar dari h_{lk} , daerah subdingin tidak terjadi. Karenanya $Q_{hsd} = 0$, $T_{ro} = T_k$ dan Q_{udf} dihitung dengan [10]

$$Q_{udf} = \dot{m}_r (h_{vk} - h_{ro}) \quad \dots (21)$$

Laju perpindahan panas total di pipa pemanas adalah penjumlahan dari ketiga daerah superpanas, kondensasi, dan subdingin [10]

$$Q_{tot} = Q_{usp} + Q_{udf} + Q_{usd} \quad \dots (22)$$

Harus diperhatikan bahwa T_{wo} pada awal perhitungan prosedur perhitungan di asumsikan, nilai

T_{wo} yang baru akan dihitung dengan persamaan balas energi [10] yang terjadi di dalam tangki, dimana $Q_{tot} = Q_w$ dengan toleransi yang ditetapkan.

$$Q_{wHE} = \dot{m}_w \cdot C_{pw} \cdot (T_{wo} - T_{wi}) \quad \dots (23)$$

dimana :

Q_{wHE} = Panas yang di serap oleh air di *Heat Exchanger*

\dot{m}_w = Laju aliran massa air

T_{wo} = Temperatur air keluar penukar panas

T_{wi} = Temperatur air masuk penukar panas

Jika T_{wo} yang baru memenuhi kriteria yang ditentukan, maka nilai yang baru digunakan untuk perhitungan berikutnya [10]

$$Q_w = \frac{\dot{m}_w \cdot C_p (T^{\theta+1} - T^\theta)}{\Delta\theta} \quad \dots (24)$$

dimana :

Q_w = Panas yang di serap oleh air

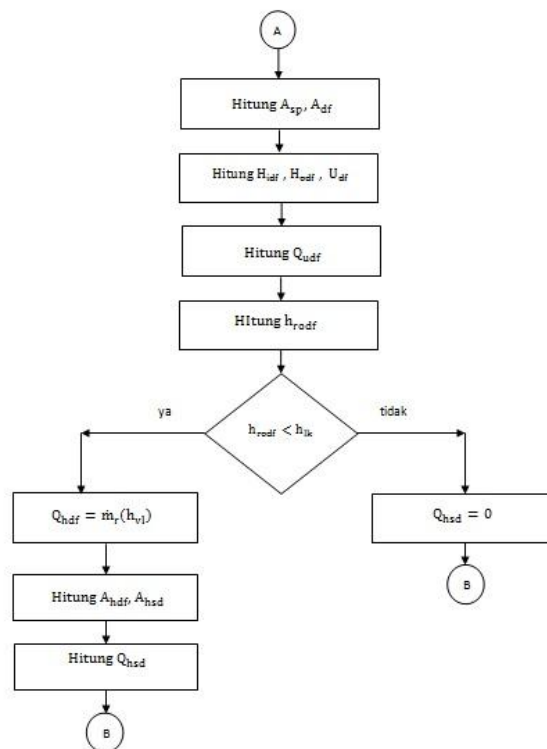
\dot{m}_w = Massa air di dalam tangki

$T^{\theta+1}$ = Temperatur air akhir

T^θ = Temperatur air awal

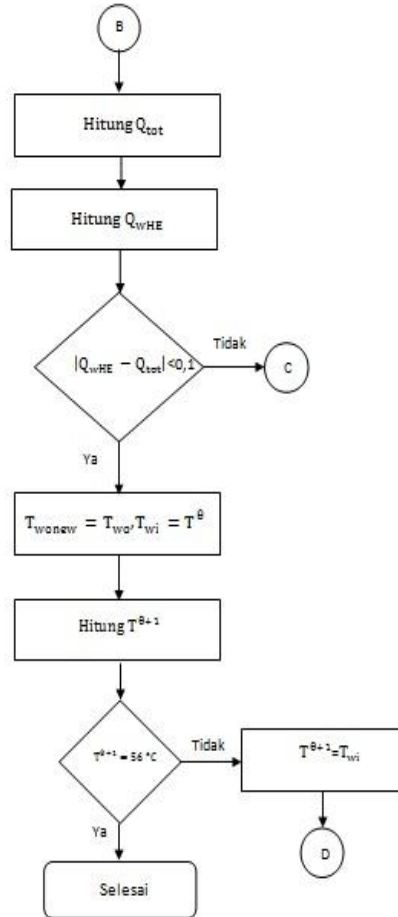
$\Delta\theta$ = Waktu pemanasan

3.4 Diagram alir simulasi

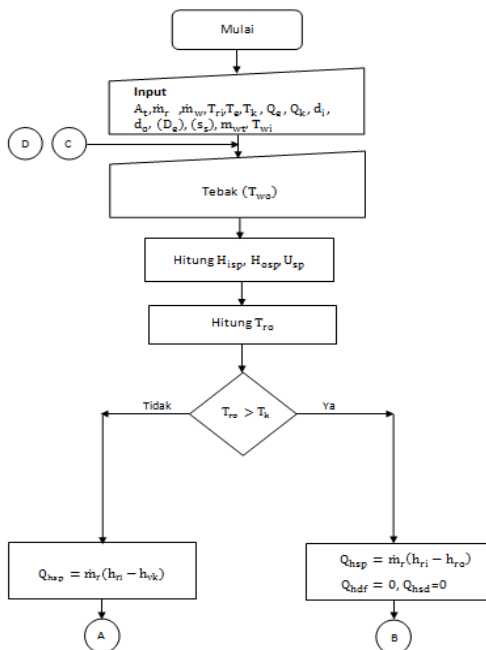


Gambar 6 Diagram alir simulasi

Diagram alir simulasi dari mesin refrigerasi *chiller* dengan tambahan pemanas air tipe *shell and tube* yang memanfaatkan panas buang dari mesin pendingin SKU ditunjukkan pada “Gambar (6)”, “Gambar (7)” dan “Gambar (8)”.

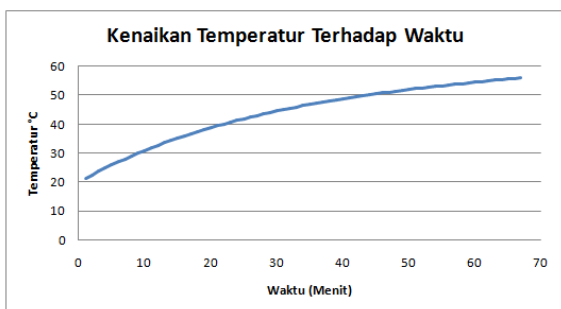


Gambar 7 Diagram alir simulasi bagian A



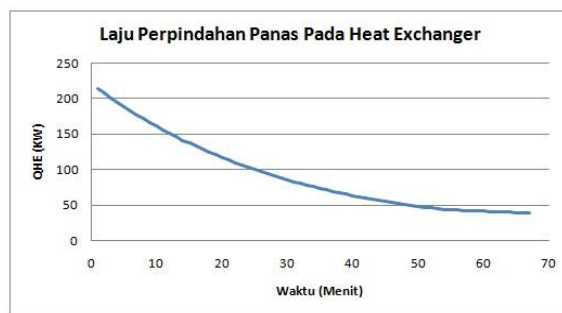
Gambar 8. Diagram alir simulasi bagian B

4. HASIL DAN PEMBAHASAN



Gambar 9 Kenaikan temperatur terhadap waktu

Hasil simulasi pada “Gambar (9)”, menunjukkan bahwa untuk memanaskan air memanfaatkan panas buang *chiller* tipe 30RB60, dengan temperatur air 20 °C sampai temperatur 56 °C dibutuhkan waktu 67 menit. Laju pemanasan berlangsung cepat pada 20 menit pertama sehingga dapat menaikkan temperatur air sebesar 18 °C. Dari menit ke 20 hingga menit 40 dapat menaikkan temperatur 10 °C. Berikutnya kenaikan temperatur akan semakin kecil dan membutuhkan waktu yang semakin lama dimana untuk menaikkan temperatur 5°C dibutuhkan waktu 18 menit. Hal ini disebabkan bahwa kapasitas perpindahan panas di awal pemanasan berharga lebih besar dan kemudian semakin menurun seiring bertambahnya temperatur air masuk penukar panas.

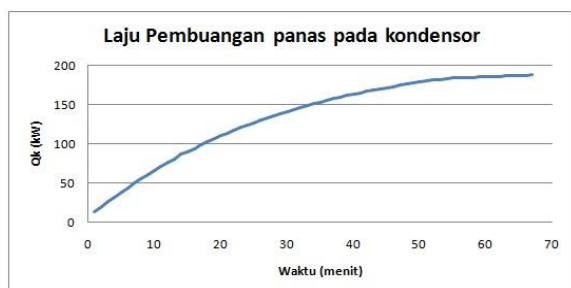


Gambar 10 Laju perpindahan panas pada *heat exchanger*

Laju perpindahan panas pada *heat exchanger* yang ditunjukkan pada “Gambar (10)”, cenderung menurun, hal ini disebabkan karena temperatur air akan terus meningkat yang diperoleh dari panas buangan *chiller*. Hal ini menyebabkan beda temperatur antara refrigeran dengan air akan semakin kecil, sehingga perpindahan panas yang terjadi di dalam penukar panas akan semakin menurun. Di awal waktu pemanasan (20 menit pertama) kapasitas panas yang dapat dipindahkan oleh *heat exchanger* berkisar antara 220 kW hingga 113 kW, yang menyebabkan kenaikan temperatur air berlangsung lebih cepat.

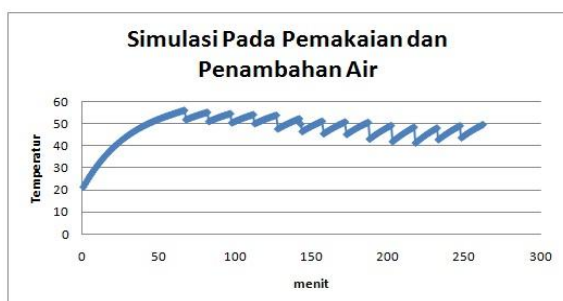
Dengan meningkatnya temperatur air yang disirkulasikan, artinya menurunnya beda temperatur antara air dan refrigeran, menyebabkan kapasitas panas yang dapat dipindahkanpun menurun. Namun di akhir proses simulasi masih terdapat potensi panas buang sebesar 38,74 kW tetapi potensi panas ini sudah tidak dapat di pindahkan karena beda temperatur yang semakin kecil sebesar 3°C sehingga

perhitungan dihentikan. Potensi panas ini seluruhnya kemudian dibuang di kondensor. Kapasitas panas total untuk menaikkan temperatur air $56\text{ }^{\circ}\text{C}$ dalam 67 menit adalah $383,901.221\text{ kJ}$.



Gambar 11 Laju pembuangan panas pada kondensor

Kondensor tetap digunakan pada mesin refrigerasi *chiller* ini untuk menjamin agar panas buang mesin tetap dapat dibuang kelingkuhan, agar mesin refrigerasi tetap bekerja dengan baik. Mengingat laju perpindahan panas pada penukar panas yang cenderung menurun akibat temperatur air yang semakin meningkat, maka kondensor digunakan untuk membuang energi berupa panas yang masih dimiliki oleh refrigeran. Dengan makin menurunnya laju perpindahan panas pada penukar panas mengakibatkan laju perpindahan panas pada kondensor meningkat, seperti terlihat pada “Gambar (11)”. Pada saat *heat exchanger* sudah tidak mampu lagi memindahkan panas ke air, maka semua potensi panas dibuang seluruhnya di kondensor.



Gambar 12 Simulasi pada pemakaian dan penambahan air “Gambar (12)” menunjukkan bahwa setiap 15 menit air diambil kemudian diisi kembali dengan air tambahan sehingga temperatur air di dalam tangki menurun, kemudian air dipanaskan lagi dengan memanfaatkan panas buang kondensor. Dari grafik memperlihatkan untuk pengambilan air sebanyak 200 L setiap 15 menit, kemudian air ditambahkan lagi dengan jumlah yang sama, dapat menurunkan temperatur air hingga $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, lalu kemudian dipanaskan lagi hingga $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ selama 15 menit. Pemakaian air sebanyak 300 liter per 15 menit menurunkan temperatur hingga $44\text{ }^{\circ}\text{C}$ yang kemudian dapat dipanaskan lagi hingga $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 15 menit berikutnya. Pemakaian air sebanyak 300 liter per 15 menit menurunkan temperatur hingga $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ yang

kemudian dapat dipanaskan lagi hingga $47\text{ }^{\circ}\text{C}$ sampai 15 menit berikutnya. Jadi dapat disimpulkan bahwa meskipun dengan pengambilan air hingga 1,600 L dalam 1 jam temperatur air masih dapat dipertahankan cukup panas hingga $47\text{ }^{\circ}\text{C}$.

5. KESIMPULAN DAN SARAN

Simulasi pemanfaatan panas buang *chiller* tipe 30RB60 untuk memanaskan air sebanyak 2,500 L telah dilakukan. Hasil simulasi menunjukkan bahwa:

1. Dengan memanfaatkan panas buang dari mesin refrigerasi *chiller* 30RB60 sesuai dengan konfigurasi mesin yang telah dirancang, dapat memanaskan air hingga temperatur $56\text{ }^{\circ}\text{C}$ dalam waktu 67 menit dengan syarat *chiller* bekerja dengan daya 60 kW secara kontinu.
2. Potensi energi yang dapat dihemat dengan pemanfaatan panas buang kondensor ini adalah 90% dari total energi yang dibutuhkan oleh pemanas air listrik, untuk menaikkan temperatur air dari $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ hingga $60\text{ }^{\circ}\text{C}$.
3. Panas buang dari *chiller* yang dapat dimanfaatkan untuk memanaskan air adalah sebesar $383901,221\text{ kJ}$ setara dengan penghematan biaya listrik Rp. 37,915,488.- per tahun.
4. Hasil simulasi penggunaan air pada waktu-waktu puncak pemakaian air, menunjukkan bahwa meskipun terjadi penurunan temperatur hingga $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, namun temperatur air masih dapat ditingkatkan dengan pemanfaatan panas buangan kondensor hingga $47\text{ }^{\circ}\text{C}$, yang masih bisa digunakan untuk kebutuhan air panas.

PUSTAKA

1. **W.F Stoecker & J.W Jones**, *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*, Erlangga, Jakarta, 1992.
2. **Moran, M J & Saphiro, H.N**, *Fundamental of Engineering Thermodynamics*, 3rd, John Wiley & Sons,inc, New York, 1995.
3. **Althose, AD, et al**, *Modern Refrigeration and Air Conditioning*, the Goodheart-Willcox Company, Inc. Illionis, 1992.
4. **Oscar, Abednego**, *Pemanfaatan Ganda Mesin Pengkondisian Udara sebagai Pompa Kalor Untuk Pemanasan Air Skala Rumah Tangga*, ITB, 2009
5. **Yuliani, Ika**, *Kaji Eksperimental Pemanfaatan Ganda Mesin Pengkondisian Udara Sebagai Pendingin dan Pemanas Air*, ITB, 2010.
6. **Hewitt, et all**, *Process Heat transfer*, New York, Begal House inc, 1995.

7. **Franc P Incropera & David P. Dewitt**, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3rd, John Wiley & Sons, Singapore, 1990.
8. **BPPT**, *Pengembangan Sistem Kelistrikan dalam Pembangunan Jangka Panjang*, Jakarta, 2006.
9. **Cengel, Yunus A**, *Heat Transfer A Practical Aproach*, Mc.Graw Hill, Singapore,2003.
10. **Ozisik & Bayatizoglu**, *Element of Heat Transfer*, Mc.Graw Hill,Singapore, 1988.