

# SISTEM PENDINGIN DAN POMPA

**Kiki Rezki Lestari**

**BUKU AJAR**

**SISTEM PENDINGINAN DAN  
POMPA**

**KIKI REZKI LESTARI**

**LP UNAS**

# **Sistem Pendinginan Dan Pompa**

**Oleh : Kiki Rezki Lestari**

Hak Cipta© 2020 pada Penulis

Editor : Erna Kusuma Wati

Penyunting : Fitria Hidayanti

Desain Cover : Fitri Rahma

**ISBN: 978-623-7376-70-5**

Hak Cipta dilindungi Undang-undang.

Dilarang memperbanyak atau memindahkan sebagian atau seluruh isi buku ini dalam bentuk apapun, baik secara elektronik maupun mekanis, termasuk memfotocopy, merekam atau dengan sistem penyimpanan lainnya, tanpa izin dari Penulis.

Penerbit : LP\_UNAS

Jl.Sawo Manila, Pejaten Pasar Minggu, Jakarta Selatan

Telp. 021-78067000 (Hunting) ext.172

Faks. 021-7802718

Email : [bee\\_bers@yahoo.com](mailto:bee_bers@yahoo.com)

ISBN 978-623-7376-70-5



# KATA PENGANTAR

---

Dalam pembuatan buku ajar **Sistem Pendinginan Dan Pompa** ini, penulis mengucapkan terima kasih kepada beberapa pihak yang telah banyak membantu. Penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Bapak Dr. El Amry Bermawi Putra, MA selaku Rektor Universitas Nasional
2. Lembaga Penelitian dan Pengabdian kepada Masyarakat Universitas Nasional
3. LP Unas
4. Jajaran dosen dan karyawan di lingkungan Universitas Nasional

Demikianlah semoga buku ajar **Sistem Pendinginan Dan Pompa** ini dapat bermanfaat bagi mahasiswa termasuk mahasiswa Program Studi Teknik Fisika Universitas Nasional. Tentunya dalam pembuatan buku ajar ini, tidak luput dari kesalahan. Untuk itu, kami mohon masukan dari para pembaca untuk perbaikan buku ajar ini.

Jakarta, November 2020

Penulis

**Kiki Rezki Lestari**

# DAFTAR ISI

<b>BAB 1. PRINSIP DAN PENGOPERASIAN PADA SISTEM PENDINGIN DAN POMPA PANAS .....</b>	<b>1</b>
<b>1.1. Tren Penggunaan Teknologi Suhu Rendah .....</b>	<b>1</b>
<b>1.2. Kebijakan Penghematan Energi Di Seluruh Dunia .</b>	<b>7</b>
<b>1.3. Dasar – Dasar Manajemen Energi Dan Audit     Fasilitas Pendingin Dan Pompa Panas .....</b>	<b>10</b>
<b>1.4. Sistem Pompa Panas Dan Pendingin Hemat Energi     .....</b>	<b>19</b>
<i>1.4.1 Prinsip Fisik Pompa Kalor Dan Sistem Pendingin</i>	<i>19</i>
<i>1.4.2 Deskripsi Kualitatif Pompa Panas Kompresi Uap         Operasi.....</i>	<i>20</i>
<i>1.4.3 Fakta Sejarah Tentang Pompa Panas.....</i>	<i>24</i>
<b>1.5 Efisiensi Pompa Panas Dan Sistem Pendinginan .</b>	<b>27</b>
<i>1.5.1 Ukuran Kinerja Yang Ideal .....</i>	<i>27</i>
<i>1.5.1 Efisiensi Termodinamika Panas Kompresi Uap         Pompa .....</i>	<i>35</i>
<i>1.5.3 Efisiensi Termodinamika Kompresi Uap Lemari         Es .....</i>	<i>40</i>
<i>1.5.4 Efisiensi Termodinamika Dari Pendinginan         Serapan Mesin.....</i>	<i>41</i>

1.5.5 Kulkas Penyerap 3 Cairan Yang Digerakkan Oleh Panas .....	49
1.5.6 Penilaian Energi Panas Pompa.....	54
<b>Ringkasan .....</b>	<b>59</b>
<b>Daftar Pustaka .....</b>	<b>61</b>
<b>BAB 2. CAIRAN KERJA UNTUK SISTEM PENDINGIN DAN POMPA PANAS .....</b>	<b>66</b>
<b>2.1. Solusi Antibeku .....</b>	<b>66</b>
2.1.1 Campuran Air Dan Etilen Glikol .....	67
2.1.2 Campuran Air Dan Propilen Glikol .....	68
2.1.3 Campuran Air Dan Etanol (Larutan Beralkohol) ..	68
2.1.4 Campuran Air Dan CaCl <sub>2</sub> .....	69
<b>2.2. Evolusi Refrigeran .....</b>	<b>69</b>
2.2.1 Generasi Pertama .....	70
2.2.2 Generasi Kedua .....	71
2.2.3 Generasi Ketiga .....	72
2.2.4 Generasi Keempat .....	73
2.2.5 Generasi Saat Ini (Setelah 2010).....	75
<b>2.3. Ringkasan: Persyaratan Dasar Untuk Cairan Kerja .....</b>	<b>85</b>
2.3.1 Termodinamika.....	85
<b>2.4. Mode Pengoperasian Pompa Panas .....</b>	<b>87</b>
2.4.1 Pemanasan Dan Pendinginan Fleksibel.....	87

2.4.2	<i>Pedoman Desain Mode Pemanasan</i> .....	90
2.4.3	<i>Mode Operasi Monovalen Dan Bivalen</i> .....	94
<b>2.5.</b>	<b>Akumulasi Dan Pengangkutan Energi Suhu Rendah</b> .....	99
	<b>Ringkasan</b> .....	108
	<b>Daftar Pustaka</b> .....	109
<b>BAB 3. KARAKTERISTIK SUMBER ENERGI SUHU</b>		
<b>RENDAH UNTUK POMPA PANAS</b> ..... 112		
<b>3.1.</b>	<b>Penggunaan Udara Ambien Dalam Pengkondisian Ruang</b> .....	112
<b>3.2.</b>	<b>Ventilasi Bangunan Dan Konstruksi Udara</b> .....	117
3.2.1	<i>Tempat Tinggal Dan Gedung Apartemen Bertingkat</i> .....	117
3.2.2	<i>Konstruksi Bawah Tanah</i> .....	125
<b>3.3.</b>	<b>Air Alami Sebagai Sumber Energi</b> .....	129
3.3.1	<i>Air Sumur</i> .....	129
3.3.2	<i>Air Kolam Terbuka</i> .....	140
3.3.3	<i>Lapisan Permukaan Air Laut</i> .....	145
<b>3.4.</b>	<b>Air Industri Sebagai Sumber Energi Untuk Pompa Panas</b> .....	149
3.4.1	<i>Pembuangan Air Pendingin Dari Pembangkit Listrik Termal</i> .....	149
3.4.2	<i>Air Pemanas Distrik Daur Ulang Menggunakan Uap Ekstraksi Dari Pembangkit Listrik Termal</i> .....	153

3.4.3 Saluran Pembuangan .....	156
3.4.4 Panas Air Limbah Perusahaan Industri .....	162
<b>3.5. Pemanfaatan Panas Tanah .....</b>	<b>166</b>
3.5.1 Penukar Panas Dalam Tanah Horizontal.....	168
3.5.2 Penukar panas dalam tanah vertikal.....	177
<b>3.6. Penggunaan Sumber Panas Suhu Rendah Secara Optimal .....</b>	<b>181</b>
3.6.1 Kehilangan Energi Eksternal Spesifik Untuk HPHS Menggunakan Berbeda Sumber Energi.....	181
3.6.2 Tingkat Pendinginan Optimal Di Evaporator Pompa Panas .....	188
<b>Ringkasan .....</b>	<b>197</b>
<b>Daftar Pustaka .....</b>	<b>201</b>
<b>Tentang Penulis .....</b>	<b>204</b>



# **BAB 1. PRINSIP DAN PENGOPERASIAN PADA SISTEM PENDINGIN DAN POMPA PANAS**

## **1.1. Tren Penggunaan Teknologi Suhu Rendah**

Pembangkit listrik modern dan konsumsi energi dunia pada tahun 2016 terutama disediakan oleh sumber daya energi fosil<sup>[1]</sup>. Di banyak negara di dunia terdapat penggunaan sumber daya energi yang beragam. Keamanan energi jangka panjang, yang berarti "ketersediaan sumber daya energi yang tidak terganggu dengan harga yang terjangkau"<sup>[2]</sup>, membutuhkan pasokan sumber daya energi yang tepat waktu untuk memenuhi kebutuhan ekonomi dan penduduk, dengan mempertimbangkan tantangan pembangunan berkelanjutan.

Di negara-negara di seluruh dunia, substitusi bahan bakar organik berkembang ke arah yang berbeda. Di negara-negara Eropa, teknologi pompa panas dan teknologi siklus Rankine organik (ORC) yang dikombinasikan dengan sumber energi

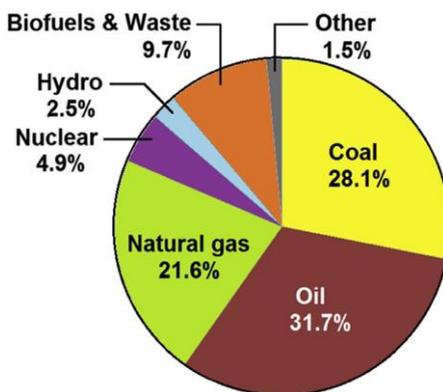
terbarukan (RES) banyak digunakan. Energi matahari berkembang di Asia (Cina, Jepang), Afrika dan Australia. Menggunakan tenaga surya dan angin, Arab Saudi berencana menjadi eksportir listrik. Diperkirakan pada tahun 2050 investasi global di RES akan tersedia dalam penggunaan energi angin (34%), hidro (30%), dan matahari (18%)<sup>[3]</sup>. Gambar 1.1 dan 1.2 menampilkan data statistik keadaan dan prospek perkembangan kelistrikan global, termasuk RES<sup>[4]</sup>.

Amerika Serikat (AS) berencana menghasilkan listrik dari tiga sumber: gas alam, energi matahari, dan energi angin. Pangsa RES di AS dari kapasitas terpasang adalah 8,5% pada 2017 dan 12% pada 2019<sup>[5]</sup>. Parlemen Uni Eropa (UE) mengadopsi resolusi pada tahun 2016 tentang strategi pemanasan dan pendinginan, yang menurutnya teknologi pembakaran langsung bahan bakar untuk tujuan pemanasan diakui secara teknis tidak menjanjikan. Pada tahun 2010 Jerman, yang

mengimpor sekitar 71% hidrokarbonnya, mengadopsi program negara yang bertujuan untuk meningkatkan pangsa energi terbarukan pada tahun 2050 dari 10 menjadi 60%. Di Jerman pada tahun 2015, pangsa pembangkit listrik oleh RES adalah 30%<sup>[6]</sup>.

Tren perkembangan dunia power engineering menunjukkan bahwa pembangkitan energi dengan menggunakan RES akan sangat menentukan dalam dua dekade mendatang. Pada saat yang sama, terdapat peningkatan yang signifikan dalam konsumsi energi di dunia karena perkembangan ekonomi dan pertumbuhan populasi planet ini.<sup>[3,7,8]</sup>. Meskipun intensitas energi menurun, permintaan dunia akan sumber daya energi akan tumbuh sebesar 30% pada tahun 2030 dibandingkan dengan tahun 2014. Konsumen utama energi adalah industri, di mana permintaan akan meningkat sebesar 40%. Di tempat kedua dalam konsumsi energi akan sektor transportasi, diikuti oleh

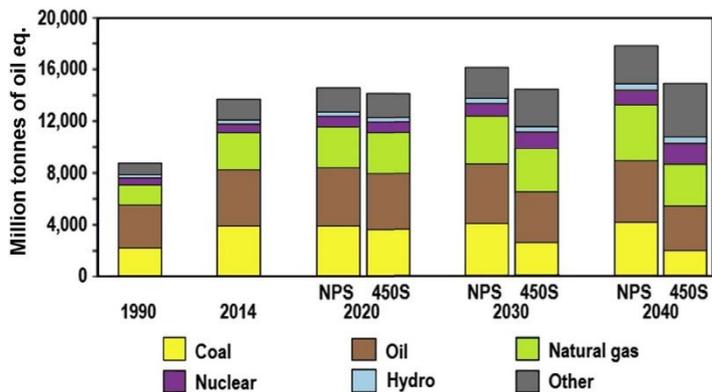
bangunan komersial dan perumahan<sup>[9]</sup>. Pangsa RES dalam keseimbangan bahan bakar dan energi dunia pada tahun 2014 sebesar 18,4%, pada tahun 2020 menjadi 26%<sup>[10]</sup>.



Gambar 1.1 Total pasokan energi primer dunia (TPES) menurut bahan bakar pada tahun 2015 [4].

Dengan asumsi bahwa konsumsi energi meningkat dan penghematan energi intensif, teknologi pompa kalor dan teknologi ORC yang dikombinasikan dengan RES akan menemukan lebih banyak aplikasi. Sistem rekayasa tenaga suhu rendah digunakan untuk menghasilkan pendinginan (atau "dingin"), panas, dan listrik, dengan sumber

alam, industri, dan rumah tangga yang menyediakan panas. Suhu sumber panas tingkat rendah hingga sedang bervariasi dari 0 C hingga 350 C. Dalam konteks peningkatan efisiensi energi di berbagai industri dan proses, diperlukan audit energi yang cermat atas proses teknologi yang memakan panas untuk menentukan kemungkinan penggunaan cadangan untuk mengurangi kerugian energi.



Gambar. 1.2 Prospek TPES berdasarkan bahan bakar dan skenario hingga 2040 (NPS, skenario kebijakan baru (sedang dipertimbangkan), 450S, kebijakan yang diperlukan untuk membatasi kenaikan suhu rata-rata global hingga 2 C) [4].

Teknologi suhu rendah harus dicirikan oleh efisiensi energi tingkat tinggi, karena dengan penurunan suhu sumber panas, biaya peralatan untuk sistem konversi energi meningkat dan daya tarik proyek inovatif menurun. Sumber dengan temperatur hingga 100 C merupakan sumber untuk penerapan sistem pompa kalor yang memberikan penghematan dan penggantian bahan bakar organik sebanyak 1,5 . 2,0 kali atau lebih.

Sumber dengan suhu di atas 100 C dapat digunakan sebagai sumber untuk mesin pendingin yang menggunakan panas (yaitu, sistem absorpsi), penukar panas dalam kogenerasi dan sistem, serta dalam siklus organik bertenaga uap (siklus ORC) untuk pembangkit listrik dan panas. Arah yang menjanjikan adalah pembuatan pembangkit listrik hibrida suhu rendah menggunakan RES (surya, hidro, panas bumi, angin dan bioenergi) serta limbah panas perusahaan industri dan sumber rumah tangga. Kekurangan utama dari sumber energi

terbarukan adalah kepadatan aliran energi yang rendah dan ketidakkekalannya dari waktu ke waktu, ketergantungan pada faktor alam dan geografis, sedangkan keunggulannya adalah sifatnya yang terdistribusi sehingga tidak memerlukan infrastruktur yang luas untuk konsumsi lokal, yang dikombinasikan dengan berteknologi tinggi, rendah sistem energi suhu memastikan penggunaannya yang lebih efisien.

## **1.2. Kebijakan Penghematan Energi Di Seluruh Dunia**

Semua negara industri telah menerapkan undang-undang hemat energi yang memenuhi kondisi lokal tertentu dalam praktiknya sejak tahun 1970-an. Misalnya, Swedia menjalankan semua kegiatan konservasi energi berdasarkan "Kode Penghematan Energi" (1977 - 80); Prancis berdasarkan "Undang-Undang tentang Penghematan Energi" (1980); Jerman - berdasarkan "Law on Energy Saving" (1979);

Jepang - berdasarkan "Hukum penggunaan energi rasional" (1979)<sup>[11]</sup>. Undang-undang utama yang mengatur industri di AS adalah Undang-Undang Energi Nasional (1978), Undang-Undang Kebijakan Pengaturan Utilitas Umum (PURPA), Undang-Undang Kebijakan Energi (1992), dan Undang-Undang Kemandirian dan Keamanan Energi (2007).

Kerangka peraturan di negara-negara UE menyediakan desain konstruksi dan pengoperasian sistem pemanas dan pendingin menggunakan unit pompa kalor. Saat ini, standar berikut diterapkan:

1. DIN 8901-2002. Sistem pendingin dan pompa panas. Persyaratan dan pengujian keselamatan dan lingkungan.
2. DIN EN 378-1, 2, 3, 4-2017. Sistem pendingin dan pompa panas. Persyaratan keamanan dan lingkungan.
3. DIN EN 13313-2011. Sistem pendingin dan

pompa panas. Kompetensi personel.

4. DIN EN 14511-1, 2, 3, 4-2013. AC, paket pendingin cairan, dan pompa panas dengan kompresor yang digerakkan secara elektrik untuk pemanasan dan pendinginan ruang.
5. DIN EN 14825-2016. Pengujian dan peringkat pada kondisi beban sebagian dan perhitungan kinerja musim.
6. DIN EN 15879 - 2011. Pengujian dan peringkat pompa panas yang digabungkan pertukaran tanah langsung dengan kompresor yang digerakkan secara listrik untuk pemanasan ruang dan / atau pendinginan. Bagian 1.
7. DIN EN 16905-1 (3-5)-2017. Pompa panas yang digerakkan mesin endotermik berbahan bakar gas. Bagian 1, 3, 4, 5.
8. NF EN 12309-2 - 2000. Peranti AC dan / atau pompa panas penyerap dan penyerap gas

dengan masukan panas netto tidak melebihi 70 kW. Bagian 1, 2

9. NF EN 378 - 1, 2 dan NF EN 14511-4 OENORM.
10. DIN EN 8960. Refrigeran. Persyaratan dan simbol. 1998.
11. VDI 4640. Penggunaan teknis tanah.
12. DIN EN 12831. Indikator konsumsi panas gedung yang tepat.
13. DIN V 4701-10. Beban pemanas. Koefisien pengeluaran.

### **1.3. Dasar – Dasar Manajemen Energi Dan Audit Fasilitas Pendingin Dan Pompa Panas**

*Power Engineering Management* (PEM) adalah cara utama untuk mengurangi konsumsi energi dan meningkatkan efisiensi penggunaan energi di perusahaan industri untuk produksi artifisial dingin. PEM adalah sistem kontrol yang didasarkan pada implementasi pengukuran dan inspeksi tipikal

yang menyediakan pekerjaan semacam itu pada suatu perusahaan, di mana hanya jumlah energi yang dibutuhkan yang dikonsumsi. PEM adalah alat manajemen perusahaan yang menyediakan penelitian berkelanjutan, dan sebagai hasilnya, pengetahuan yang berkaitan dengan distribusi dan tingkat konsumsi energi dalam suatu perusahaan serta tentang penggunaan sumber daya energi secara optimal baik untuk produksi, pemanas, dan lainnya kebutuhan non-produktif juga.

*Power Engineering Audit (PEA)* adalah inspeksi teknis dan ekonomi dari pembangkit energi dan sistem permintaan energi dari suatu perusahaan untuk menentukan kelayakan ekonomi biaya untuk kebutuhan bahan bakar dan sumber daya energi, pengembangan langkah-langkah yang menjamin konservasi sumber daya energi dan uang, untuk menghilangkan kehilangan energi yang tidak dapat diterima dengan memperkenalkan skema dan proses yang lebih ekonomis.

Tugas PEA adalah sebagai berikut: mengidentifikasi sumber biaya irasional dan kehilangan energi; dan untuk mengembangkan rekomendasi dan program penghematan energi. Strategi PEA secara keseluruhan mencakup tahapan, yang masing-masing memerlukan pendekatan khusus.

Pada tahap pertama, auditor membuat kontak awal dengan manajemen perusahaan, dan juga mengetahui proses produksi utama, dan menyimpulkan kesepakatan dengan manajemen perusahaan untuk pekerjaan selanjutnya. Setelah kontak pertama, perlu untuk mengidentifikasi sudut pandang karyawan perusahaan tentang masalah penghematan energi dan menentukan pendekatan mereka terhadap masalah ini, khususnya, untuk mengetahui penghematan energi apa yang telah dicoba sebelumnya di perusahaan ini dan rencana energi apa menabung di masa depan.

Pada tahap kedua, auditor membuat peta

konsumsi energi perusahaan dan memverifikasi kemungkinan penghematan energi yang signifikan. Peta konsumsi energi dibuat berdasarkan pengukuran tambahan pada titik-titik simpul skema teknologi proses produksi perusahaan dengan bantuan berbagai alat dan meter portabel atau stasioner. Peta tersebut dapat didasarkan pada perhitungan jika daya nominal dan keluaran tahunan mesin diketahui. Untuk menentukan potensi teoritis penghematan energi, berguna untuk membandingkan data-data kunci, misalnya, konsumsi energi per ton produk atau  $1 \text{ m}^2$  area lantai produksi, dengan data dari literatur khusus, informasi dari industri sejenis, dan bahan sejenis lainnya.

Tahap ketiga menilai penghematan energi dan manfaat ekonomi dari penerapan berbagai tindakan yang mungkin dilakukan, dan memilih program penghematan energi yang spesifik untuk segera diimplementasikan. Setelah itu, data teknis

dan ekonomi utama adalah bertekad.

Tahap keempat meliputi pelaksanaan program penghematan energi, peluncuran sistem PEM serta kelanjutan survei, studi hasil yang diperoleh, dll. Pada tahap ini, program penghematan energi khusus direncanakan dan dilaksanakan. di mana auditor energi tidak boleh berpartisipasi, karena ia harus merupakan orang yang independen dari pemasok dan produsen peralatan. Namun, ia dapat menandatangani kontrak untuk pelaksanaan fungsi pemantauan dan konsultasi dalam proses pelaksanaan program.

Misalnya, metodologi pelaksanaan PEA fasilitas pendingin mencakup tahapan berikut:

- “ Perhitungan konsumsi energi dan biayanya;
- “ Perhitungan biaya energi di berbagai sektor produksi;
- “ Analisis kritis aliran energi;
- “ Perumusan proyek tentang langkah-langkah

penghematan energi;

- “ Penilaian proyek tentang langkah-langkah penghematan energi;
- “ Pelaporan.

Pandangan kuantitatif dari konsumsi energi saat ini dan biayanya menguraikan skala masalah dan menentukan di mana perlu untuk memfokuskan upaya untuk mencapai hasil terbaik dari penghematan energi. Pemahaman paling komprehensif tentang dinamika konsumsi energi tahunan memberikan jadwal pencatatan konsumsi energi bulanan. Saat menghitung konsumsi energi dan biayanya, sangat penting untuk menentukan tingkat konsumsi sumber energi individu dan korelasinya dengan konsumsi energi total. Dalam analisis konsumsi energi untuk produksi dingin, yang utama adalah perkiraan biaya listrik.

Analisis konsumsi listrik memiliki tugas sebagai berikut:

- “ Menentukan daya total dari pengumpanan yang disuplai dan daya total dari beban yang terhubung;
- “ Menentukan fluktuasi beban harian dan musiman;
- “ Menentukan kemungkinan penerapan kurva beban;
- “ Menentukan faktor daya tahunan rata-rata;
- “ Menentukan cara koreksi faktor daya di fasilitas;
- “ Mengklasifikasikan energi listrik yang dikonsumsi dengan tujuan khusus (mesin listrik, pemanas, penerangan, proses teknologi tertentu, dll.).

Sebagai hasil dari penghitungan awal, ketersediaan informasi tentang:

- “ Total biaya sumber daya energi di fasilitas

(termasuk biaya pasokan air);

- “ Rasio konsumsi menurut jenis bahan bakar;
- “ Sifat fluktuasi musiman dalam konsumsi bahan bakar;
- “ Harga.

Berdasarkan informasi yang diperoleh dan diagram aliran proses, ukuran relatif aliran dan kerugian energi diperkirakan dan daftar konsumen energi utama disusun. Dalam menentukan daya yang dikonsumsi oleh pengguna akhir, disarankan untuk menggunakan pengukur tambahan atau alat pengukur lainnya. Dalam hal memperkirakan aliran daya listrik dengan tidak adanya meteran stasioner, meteran listrik portabel harus digunakan, yang aplikasinya tidak memerlukan kerusakan jaringan listrik.

Dalam proses pemeriksaan lokasi produksi (bengkel kompresor, lemari es secara keseluruhan), semua tahapan proses produksi teknologi perlu

dipelajari dan untuk menghitung keseimbangan aliran energi dan material pada setiap tahap. Saat menentukan laju aliran agen panas dan pendingin, refrigeran, dan air pendingin jika tidak ada meteran stasioner dan meter aliran, sebaiknya gunakan meter aliran dengan sensor frekuensi tinggi eksternal, yang tidak perlu dipasang langsung kontak dengan aliran zat yang diukur. Informasi yang berkaitan dengan kapasitas peralatan yang dikonsumsi dan dipasang (kompresor, pompa, kipas angin, pemanas) dapat diperoleh dari data paspor produsen peralatan, tetapi informasi ini harus digunakan dengan hati-hati karena peralatan ini dapat ditingkatkan atau direkonstruksi selama operasi. Juga, seseorang harus mempertimbangkan sifat dari proses produksi (sepanjang waktu, terus menerus atau terpisah dengan periode tertentu); teknisi, ahli teknologi, operator dan manajer proses adalah yang paling mampu menjawab pertanyaan ini.

Setelah identifikasi konsumen energi utama, sebaiknya dilakukan penilaian energi yang dikonsumsi. Jika konsumen sangat besar atau kompleks, distribusi konsumsi energi lebih lanjut diperlukan untuk meningkatkan kualitas langkah-langkah efisiensi energi.

#### **1.4. Sistem Pompa Panas Dan Pendingin Hemat Energi**

##### *1.4.1 Prinsip Fisik Pompa Kalor Dan Sistem Pendingin*

Prinsip termodinamika pemanasan dan pendinginan mensyaratkan bahwa pekerjaan harus dilakukan pada sistem yang mentransfer panas dari benda dengan suhu lebih rendah ke benda dengan suhu lebih tinggi, sesuai dengan Hukum Kedua termodinamika<sup>[12,13]</sup>. Dalam perangkat teknik yang melakukan tugas ini, sifat termodinamika media kerja diubah selama proses penurunan dan peningkatan suhu.

Menurunkan suhu fluida kerja dalam mesin pendingin dapat dilakukan dengan menggunakan berbagai proses termodinamika, seperti: (1) efek Joule-Thompson, yaitu katup throttling aliran; (2) Tabung pusaran Ranque-Hilsch, yaitu sarana untuk menghasilkan aliran dingin dan panas dari gas yang dimampatkan; (3) proses perluasan yang melakukan pekerjaan eksternal; (4) efek Peltier, yaitu fenomena termoelektrik; (5) efek magneto-caloric, yaitu demagnetisasi adiabatik; dan (6) desorpsi gas. Yang pertama, yaitu katup throttle, adalah yang paling sederhana dan paling umum digunakan dalam sistem kompresi uap praktis.

#### *1.4.2 Deskripsi Kualitatif Pompa Panas Kompresi Uap Operasi*

Kebanyakan orang memiliki semacam pompa panas di rumah mereka, bahkan tanpa menyadarinya. Kulkas atau freezer beroperasi sebagai pompa panas, hanya dengan fokus yang berbeda. Lemari es menggunakan sisi "dingin" dan

pompa panas terutama menggunakan sisi "panas". Pompa kalor mengambil energi panas atau panas dari lingkungan, misalnya tanah, air atau udara, pendingin) ke suhu yang lebih tinggi, yang kemudian menyalurkan panas ke sistem pemanas. Semua ini terjadi dalam sirkuit tertutup di mana zat pendingin bersirkulasi; evaporator, kompresor, kondensator dan katup ekspansi adalah komponen penting dari rangkaian ini (lihat Gambar 1.3).

Komponen melakukan tugas berikut:

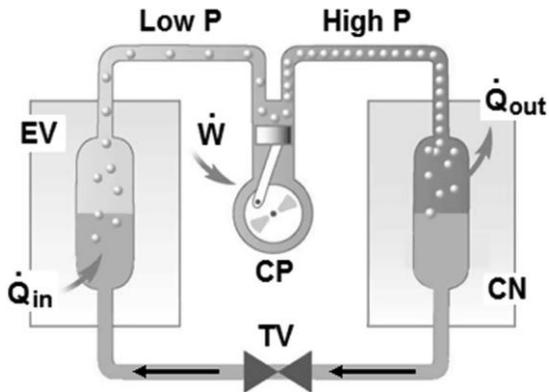
*Evaporator.* Evaporator adalah penukar panas di mana energi termal diserap oleh fluida kerja, sehingga mendinginkan lingkungannya. Jadi ada perpindahan panas dari lingkungan ke fluida kerja di dalam evaporator. Agen pendingin mengalir melalui evaporator dengan tekanan rendah dan pada suhu hampir ambien. Karena menerima panas dari udara ambien, yang harus bersuhu lebih tinggi daripada zat pendingin, ia menguap. Temperatur

udara harus lebih tinggi dari zat pendingin jika tidak maka tidak akan ada perpindahan panas dari udara ke zat oleh Hukum Kedua termodinamika.

*Kompresor.* Kompresor menerima zat pendingin dalam bentuk uap dari evaporator dan meningkatkan tekanannya dan, akibatnya, suhunya. Untuk keperluan ini, kompresor membutuhkan input daya, biasanya disuplai oleh motor yang digerakkan oleh listrik dari jaringan catu daya. Setelah kompresi, uap refrigeran yang sekarang panas mengalir dari kompresor ke kondensor.

*Kondensator.* Kondensor adalah penukar panas, seperti evaporator, tetapi melakukan proses sebaliknya. Di dalam kondensor, agen pendingin superheated melepaskan energi panas ke pembawa panas yang lebih dingin, misalnya air dalam koil pemanas. Di bawah aksi perbedaan suhu, panas dari refrigeran panas masuk ke pembawa panas. Akibatnya refrigeran mengembun dan pembawa

panas menjadi panas, sedangkan tekanan refrigeran tetap tinggi.



Gambar. 1.3 Skema sederhana pompa kalor / sistem pendingin. P dengan aksen tekanan; EV, evaporator; CN, kondensor; CP, kompresor; TV, katup throttle.

*Katup ekspansi:* Katup ekspansi digunakan untuk secara tiba-tiba menurunkan tekanan tinggi yang diciptakan oleh kompresor, dan dengan demikian menurunkan suhu zat pendingin ke tingkat yang lebih rendah dari sumber panas, sehingga memperbaharui siklus. Proses pelambatan ini adalah yang paling sederhana untuk mencapai

pendinginan melalui efek Joule-Thomson yang disebutkan sebelumnya.

#### *1.4.3 Fakta Sejarah Tentang Pompa Panas*

Sekarang setelah kita memahami prinsip dasar pompa kalor / lemari es, menarik untuk melihat kembali bagaimana perangkat yang sekarang umum ini muncul.

Prinsip pompa kalor mengikuti karya Carnot dan deskripsi siklus Carnot, yang diterbitkan dalam bukunya "Refleksi pada Kekuatan Motif Api dan pada Mesin yang Dipasang untuk Mengembangkan Kekuatan itu" pada tahun 1824. Sistem pompa kalor praktis- tem diperkenalkan oleh William Thomson pada tahun 1852. Itu disebut Pengali Panas dan menunjukkan bagaimana menggunakan lemari es secara efisien untuk tujuan pemanasan. Untuk mendukung sarannya, Thomson menunjukkan bahwa sumber energi yang terbatas tidak akan memungkinkan pembakaran bahan bakar di tungku pemanas selamanya, dan pengganda panasnya

akan mengkonsumsi lebih sedikit bahan bakar daripada tungku konvensional. Seperti yang bisa dilihat dari Gambar 1.4, pompa kalor yang diusulkan oleh Thomson menggunakan udara sebagai fluida kerja. Udara sekitar (1) dihisap ke dalam silinder (2), diperluas dan sebagai hasilnya didinginkan; kemudian melewati penukar panas (3) di mana ia dipanaskan kembali oleh udara luar. Setelah kompresi ulang (6) ke tekanan atmosferik dan suhu di atas lingkungan, udara dari silinder memasuki ruangan sehingga menghasilkan panas.

Ada bukti bahwa implementasi pertama dari mesin semacam itu terjadi di Swiss. Thomson mengatakan bahwa pompa kalornya mampu memberikan panas yang dibutuhkan ketika hanya menggunakan 3% energi yang digunakan untuk pemanasan langsung. Mesin pendingin sudah dikembangkan pada akhir abad kesembilan belas, tetapi pompa panas mengalami perkembangan pesat hanya pada tahun 1920-an dan 1930-an

ketika unit pompa kalor pertama dipasang di Inggris. Pada tahun 1930 Holden menjelaskan pengujian pompa panas rumah tangga yang dirancang untuk pemanas dan pasokan air panas, sambil menggunakan panas udara ambien. Setelah itu, pekerjaan dimulai di Amerika Serikat dan menghasilkan pabrik percontohan, tetapi relatif sedikit proyek yang dibawa ke tahap ini, karena semuanya hanya memiliki pendanaan swasta. Pabrik pompa panas besar pertama di Eropa dioperasikan di Zurich pada tahun 1938e9. Ini menggunakan energi panas dari air sungai, kompresor putar, dan refrigator. Ini menyediakan pemanas untuk balai kota dengan air pada suhu 60 C dan daya panas 175 kWt. Ada sistem akumulasi panas dengan pemanas listrik untuk menutupi beban puncak. Pada bulan-bulan musim panas, instalasi dioperasikan untuk pendinginan.<sup>[14]</sup>

## **1.5 Efisiensi Pompa Panas Dan Sistem Pendinginan**

Bagian ini akan mengembangkan persamaan untuk menilai kinerja pompa kalor (HP) dan mesin pendingin (RM). Pertama-tama, penting untuk memeriksa sistem termodinamika yang ideal sehingga kita dapat membandingkan sistem nyata dengan sistem ini untuk menemukan di mana perbaikan dapat dilakukan dalam desain tertentu.<sup>[15,16]</sup>

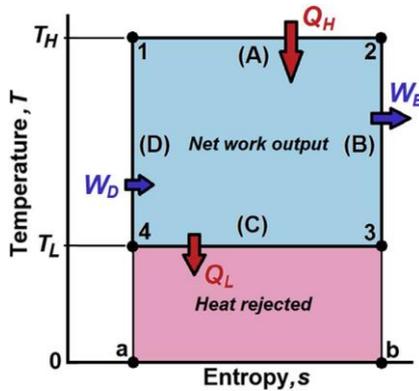
### *1.5.1 Ukuran Kinerja Yang Ideal*

Pompa panas adalah perangkat yang menghabiskan energi yang digunakan untuk menciptakan efek pemanasan atau pendinginan. Ini kebalikan dari pembangkit listrik yang menggunakan perbedaan suhu untuk menggerakkan siklus yang menghasilkan keluaran daya dengan mengorbankan energi suhu tinggi. Carnot memperkenalkan siklus dengan efisiensi termal tertinggi yang mungkin

diberikan serangkaian ketahanan panas yang *reservoirs - the Carnot cycle*. Rumus efisiensi tersebut diketahui oleh semua orang yang memahami termodinamika, yaitu:

$$= 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (1.1)$$

dimana  $T_L$  adalah temperatur absolut dari heat sink dan  $T_H$  adalah temperatur absolut dari sumber panas. Gambar 1.5 menunjukkan siklus Carnot dalam diagram temperatur-entropi ( $T_s$ ). Semua proses dapat dibalik dalam siklus ideal ini. Mengetahui bahwa perpindahan panas selama proses reversibel sama dengan luas di bawah proses dalam diagram  $T_s$ , mudah untuk memperolehnya. Persamaan. (1.1) dari definisi dasarnya sebagai rasio kerja jaringan ke masukan panas.



Gambar 1.5 Siklus carnot dalam koordinat Ts.

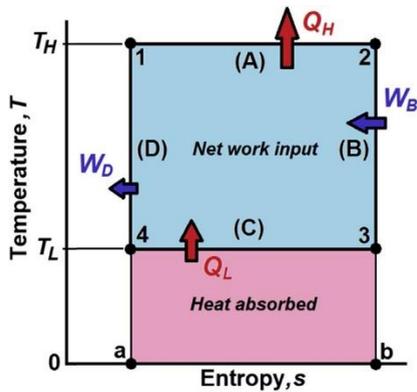
Selanjutnya kita akan menemukan ukuran kinerja yang ideal untuk pompa panas. Mengingat bahwa pompa kalor dibangun untuk menghantarkan panas dengan mengorbankan input kerja, koefisien kinerja untuk pompa kalor,  $COP_{HP}$ , didefinisikan sebagai rasio kalor yang dikirim ke input kerja bersih. Gambar 1.6 menunjukkan siklus pompa panas yang ideal dalam diagram Ts, di mana siklus tersebut dilintasi berlawanan arah jarum jam, berlawanan dengan siklus daya. Dengan menganalisis efisiensi Carnot, mudah untuk menentukan bahwa  $COP_{HP}$  yang ideal diberikan oleh,

$$= \text{—————} \quad (1.2)$$

Pada prinsipnya, pompa panas dapat dipandang sebagai lemari es dengan memfokuskan pada panas yang dikeluarkan dari reservoir panas suhu rendah sebagai tujuan perangkat. Dengan demikian sistem dapat digunakan untuk menyediakan pendingin, AC, dan pembuatan *ice* dibawah kondisi yang tepat. Dalam kasus seperti itu, koefisien kinerja refrigasi yang ideal,  $COP_R$ , diberikan oleh:

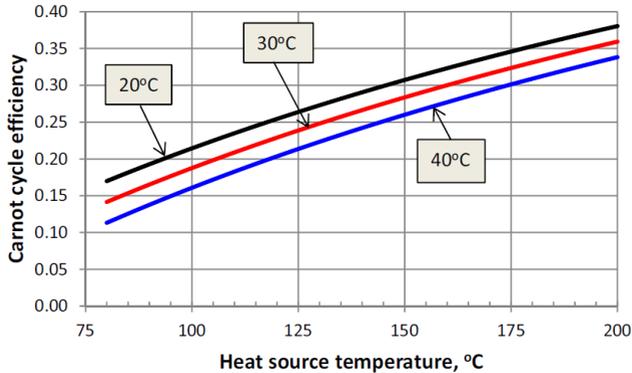
$$= \text{—————} \quad (1.3)$$

Sangat berguna untuk memplot ketiga ukuran kinerja sistem yang ideal ini untuk mendapatkan apresiasi tentang seberapa baik kinerja sistem yang sebenarnya.



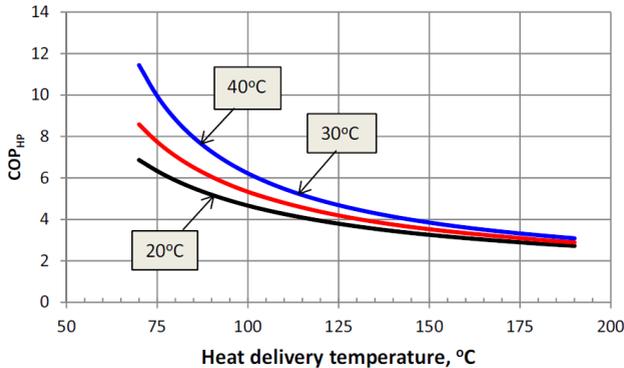
Gambar. 1.6 Siklus pompa panas ideal dalam koordinat  $T$ - $s$ .

Gambar 1.7 memberikan efisiensi siklus Carnot sebagai fungsi suhu sumber panas untuk tiga suhu heat sink yang berbeda. Semakin rendah suhu sink, semakin tinggi efisiensinya. Untuk sumber suhu rendah, efisiensinya kurang dari 30%, bahkan untuk suhu sink terendah 20 C; untuk sumber suhu yang sangat rendah, efisiensinya lebih rendah dari 20%.



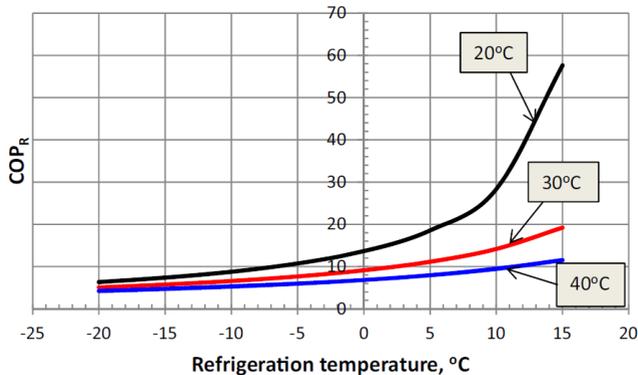
Gambar. 1.7 Efisiensi siklus daya Carnot versus suhu sumber panas untuk tiga nilai suhu heat sink.

Gambar 1.8 memberikan pompa panas  $COP_{HP}$  yang ideal sebagai fungsi dari suhu pengiriman panas (atau suhu ruangan yang diinginkan) untuk tiga suhu sumber panas (atau ambien) yang berbeda. Semakin rendah suhu sumber, semakin rendah  $COP_{HP}$ . Dari Persamaan. (1.3) jelas bahwa kinerja menurun dengan meningkatnya perbedaan suhu di seluruh pompa panas. Ini berlawanan dengan kasus untuk siklus penghasil tenaga.



Gambar. 1.8 Siklus pompa panas ideal COP versus suhu pengiriman panas untuk tiga nilai suhu sumber panas.

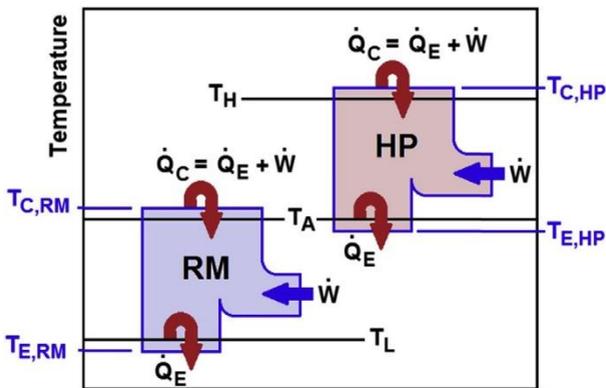
Gambar 1.9 memberikan  $COP_R$  lemari es yang ideal sebagai fungsi dari temperatur ruang dingin (refrigerator) untuk tiga temperatur heat sink (atau ambient) yang berbeda. Berlawanan dengan kasus pompa kalor, semakin rendah suhu bak cuci, semakin tinggi  $COP_R$ . Sebenarnya dari Persamaan. (1.4) jelas bahwa kinerja tumbuh sangat besar karena perbedaan suhu di seluruh pompa panas menurun menuju nol. Tentu saja, jika perbedaan suhu di lemari es mendekati nol, lemari es sama sekali tidak diperlukan.



Gambar. 1.9 COP siklus lemari es yang ideal versus temperatur pendinginan untuk tiga nilai temperatur ambient (atau sink).

Gambar 1.10 menunjukkan perbandingan antara mesin pendingin semi ideal dan pompa panas, di mana perbedaan suhu yang diperlukan untuk memungkinkan perpindahan panas juga ditampilkan. Perpindahan panas dalam penukar panas harus selalu terjadi dari benda yang lebih panas ke yang lebih dingin. Ini juga menggambarkan efek pengganda Thomson karena panas keluaran pada suhu yang lebih tinggi sama dengan jumlah masukan panas pada suhu yang lebih rendah

ditambah input kerja ke siklus. Fakta ini selalu benar apakah siklusnya ideal atau nyata (dengan konservasi energi), dan menghasilkan koefisien kinerja yang tinggi untuk pompa kalor.



Gambar 1.10 Skema aliran panas dan kerja untuk mesin pendingin (RM) dan pompa panas (HP); Lihat Tata nama.

### 1.5.1 Efisiensi Termodinamika Panas Kompresi Uap Pompa

Pompa kalor yang ideal memperoleh kinerja tingginya dari perpindahan panas isothermal yang terjadi pada akhir siklus suhu tinggi dan rendah. Pertimbangan praktis dan hubungan suhu-tekanan

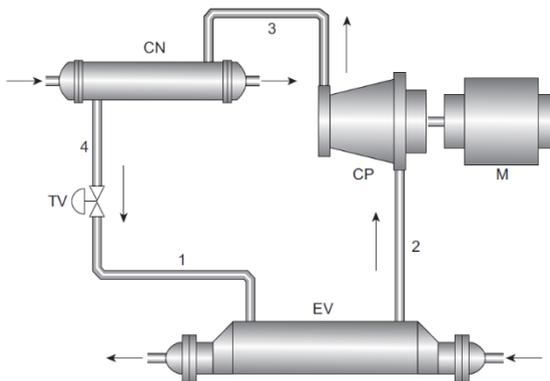
saturasi alami untuk fluida nyata bersekongkol melawan perpindahan panas yang ideal tersebut. Pompa panas asli biasanya menggunakan proses kompresi uap untuk mencapai suhu tinggi yang diperlukan untuk aplikasi yang sedang ditangani. Hal ini menghasilkan perpindahan panas non-isotermal antara fluida kerja pompa panas dan ruang yang akan dipanaskan. Perpindahan panas isotermal masih dimungkinkan pada suhu rendah.

Gambar 1.11 menunjukkan dalam bentuk skema yang disederhanakan pompa kalor yang menggunakan prinsip kompresi uap. Ada lima komponen utama: kompresor (CP), motor (M), dua penukar panas (satu evaporator, EV, dan satu pendingin-kondensor, CN) dan katup throttle (TV). Motor menggerakkan kompresor yang menaikkan tekanan fluida kerja dari tekanan jenuhnya sesuai dengan suhu kondensor ke tekanan saturasi yang sesuai dengan persyaratan suhu tinggi.

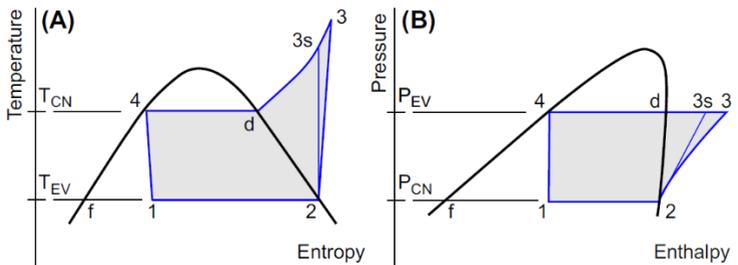
Proses yang dialami oleh fluida kerja pompa

panas ditunjukkan pada Gambar 1.12:

(A) Diagram T-s dan (B) diagram tekanan-entalpi (P-h). Keadaan d adalah titik embun di mana uap yang dimampatkan pertama kali mulai mengembun saat pendinginan.



Gambar 1.11 Skema pompa kalor kompresi-uap.



Gambar 1.12 (A)  $Ts$  dan (B) Diagram  $Ph$  untuk pompa kalor kompresi-uap.

Prosesnya dapat dijelaskan sebagai berikut:

1-2 --- penguapan fluida kerja pompa panas dalam kontak termal dengan lingkungan; masukan panas ke siklus,  $Q_{1,2}$

2-3 --- proses kompresi isentropik yang ideal

2-3 --- proses kompresi aktual yang digerakkan oleh motor; masukan pekerjaan ke siklus,  $W_{2,3}$

3-d --- sensible cooling dari fluida kerja dalam kontak termal dengan ruangan yang dipanaskan; keluaran panas dari siklus,  $Q_{3, d}$

d-4 --- panas laten kondensasi ditransfer dari fluida kerja ke ruangan yang dipanaskan; keluaran panas dari siklus,  $Q_d, 4$

4-1 --- *throttling fluida* kerja hingga tekanan saturasi di evaporator; tidak ada panas atau perpindahan kerja, yaitu entalpi konstan.

$COP_{HP}$  adalah rasio dari efek pemanasan  $Q_{3,d} + Q_{d,4}$   
 $= Q_{3,4}$  untuk input kerja  $W_{2,3}$ :

$$COP_{HP} = \frac{Q_{3,4}}{W_{2,3}} = \frac{h_4 - h_3}{h_3 - h_2} \quad (1.4)$$

Kondisi outlet kompresor 3 yang sebenarnya dapat ditentukan dari status outlet isentropik dan efisiensi isentropik kompresor:

$$\eta_{CP} = \frac{W_{2,3s}}{W_{2,3}} = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} \quad (1.5)$$

kemudian,

$$h_3 = h_2 + \frac{h_{3s} - h_2}{\eta_{CP}} \quad (1.6)$$

Suku entalpi dapat ditemukan dari tabel properti atau korelasi untuk fluida kerja tertentu yang dipilih untuk aplikasi. Persamaan digital negara, seperti Refprop, dapat disematkan sebagai "*add-in*" ke dalam program yang digunakan untuk

penghitungan.

### 1.5.3 Efisiensi Termodinamika Kompresi Uap Lemari Es

Karena konfigurasi ditunjukkan pada Gambar 1.11 dapat dipandang sebagai lemari es sekaligus pompa panas, tidak perlu membuat diagram aliran baru untuk lemari es. Diagram titik status di Gambar 1.12 juga berlaku di sini. Perbedaannya terletak pada tujuan siklus, yaitu membuang panas dari reservoir bersuhu rendah, sekaligus membuang panas ke sekitarnya. Jadi, dengan mengacu pada definisi istilah yang diberikan di atas, koefisien kinerja,  $COP_R$ , dapat ditulis sebagai:

$$COP_R = \frac{Q_{1,2}}{W_{2,3}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_2} \quad (1.7)$$

dimana  $Q_{1,2}$  adalah efek pendinginan, yaitu panas yang dihilangkan dari ruang yang sedang didinginkan. Siklus refrigerasi dapat dilihat secara termodinamika sama dengan siklus pompa kalor tetapi dengan pergeseran ke suhu yang lebih

rendah. Untuk lemari es, pelepasan panas dari siklus berada pada atau di atas suhu lingkungan, sedangkan untuk pompa panas, masukan panas ke siklus mendekati suhu lingkungan. Jika tidak, persamaan kerja untuk menentukan properti titik keadaan adalah sama.

#### *1.5.4 Efisiensi Termodinamika Dari Pendinginan Serapan Mesin*

Sorption RMs dan HPs dibagi menjadi dua jenis: (1) adsorpsi dan (2) absorpsi. Lemari es adsorpsi didasarkan pada penggunaan adsorber padat dan fluida kerja pendingin. Refrigeran teradsorpsi ke permukaan material padat. Lemari es absorpsi didasarkan pada penggunaan sorben cair dan fluida kerja pendingin (atau zat pendingin), di mana kedua fluida bercampur secara fisik. RM air-amonia tersedia secara komersial, sedangkan RM dan HP difusi absorpsi modern, diusulkan sebelumnya<sup>[17]</sup> sedang dikembangkan.

Sistem refrigerasi absorpsi (AR) adalah

alternatif terkenal dari sistem kompresi uap untuk mencapai ruang dingin, terutama di mana harga listrik tinggi. Memang, beberapa sistem AR sepenuhnya menghilangkan input kerja mekanis dan menggunakan gravitasi untuk mengedarkan fluida kerja. Ini membutuhkan fluida kerja 3 komponen seperti air-amonia-hidrogen, pertama kali dibuat pada tahun 1922 oleh von Platen dan Munters di Swedia dan dijelaskan dalam Bagian 1.5.5.

Untuk sistem AR, gaya penggerak utamanya adalah panas, bukan kerja, sehingga menghilangkan kebutuhan akan pompa dan suplai listrik. Panas dapat diperoleh dari steam jika boiler atau suplai steam lainnya tersedia. Dalam banyak aplikasi pabrik industri, kelebihan uap ("limbah") dikirim ke AR. Namun, jika uap harus dinaikkan dengan membakar bahan bakar fosil secara khusus untuk digunakan dalam AR, pertanyaan yang muncul adalah apakah itu cara terbaik untuk memperoleh panas. Sumber terbarukan lebih

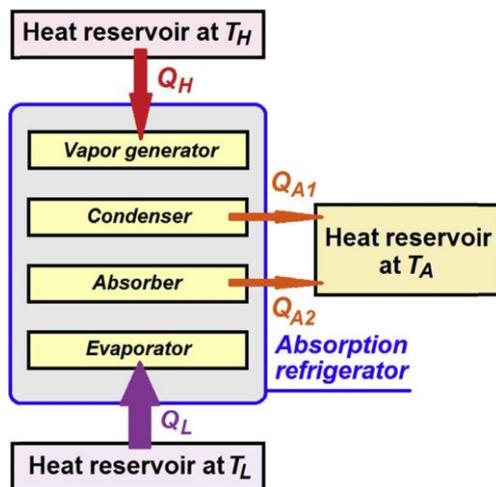
disukai. Salah satu sumber panas terbarukan yang stabil adalah air panas bumi panas yang ditemukan di banyak bidang di seluruh dunia. Sumber lain terbarukan, tetapi terputus-putus, adalah energi panas matahari yang dikumpulkan dalam mencerminkan palung parabola. Salah satu penggunaan yang efektif dari sistem AR adalah dalam bangunan dengan beban puncak yang tinggi pada sistem catu daya.

Secara historis, mesin pendingin absorpsi pertama diciptakan di Prancis oleh Fer-dinand Carré pada tahun 1858, menggunakan campuran air dan asam sulfat sebagai fluida kerja. Mesin pendingin absorpsi dua tahap pertama dibuat pada tahun 1950. AR tiga tahap dengan tiga kondensor dan tiga generator (1985), dengan kondensor ganda (1993) melebihi efisiensi sistem dua tahap sebesar 30e50%. AR dari pemanasan langsung dan tidak langsung digunakan secara luas.

Sistem AR dapat digunakan, misalnya, dalam

pembuatan es atau AC. Pembuatan es harus mencapai suhu sub-beku sehingga fluida yang bekerja biasanya adalah campuran air-amonia di mana amonia sebagai refrigeran dan air sebagai pembawa. Pengkondisian udara tidak memerlukan suhu rendah seperti itu, dan campuran lithium bromida-air dapat digunakan di mana air adalah refrigeran dan Li-Br sebagai pembawa. Karena fluida kerja adalah campuran biner dan bukan zat murni sederhana, ada derajat kebebasan tambahan saat menentukan sifat termodinamika. Gambar 1.14 menunjukkan diagram blok untuk sistem AR ideal generik di mana komponen utamanya, yaitu generator uap, kondensor, penyerap, dan evaporator, berada dalam batas lemari es yang sesuai. AR berada dalam kontak termal dengan tiga reservoir panas, yaitu sumber panas motif di TH, ruang dingin yang dibuat di TL, dan sekitarnya pada suhu lingkungan TA. Baik kondensasi dan proses penyerapan melepaskan panas ke ambient sink.

Untuk keperluan analisis di bawah ini, diasumsikan bahwa terjadi perpindahan panas yang dapat dibalik, sehingga memungkinkan penggunaan Hubungan carnot antara aliran panas dan suhu absolut.



Gambar 1.14 Diagram blok untuk aliran energi di lemari es absorpsi yang ideal.

Hukum Pertama termodinamika untuk AR memberikan:

$$Q_H + Q_L = Q_{A1} + Q_{A2} \equiv Q_A \quad (1.8)$$

di mana semua panas yang dibuang ke lingkungan didefinisikan sebagai  $Q_A$ .

Hukum Kedua termodinamika ditulis untuk keseluruhan sistem gabungan (diasumsikan adiabatik) yang terdiri dari AR dan tiga reservoir panas dalam bentuk Prinsip Peningkatan Entropi, yaitu setiap proses dalam sistem adiabatik hanya dapat menghasilkan peningkatan entropi sistem; untuk operasi yang ideal, perubahan entropi adalah nol:

$$\Delta S_{T_H} + \Delta S_{T_A} + \Delta S_{T_L} \geq 0 \quad (1.9)$$

Perhatikan bahwa perubahan entropi untuk AR itu sendiri adalah nol karena beroperasi pada sebuah siklus.

Setiap istilah dalam Persamaan. (1.9) dapat dinyatakan sebagai rasio perpindahan panas ke suhu larutan dari reservoir panas terkait, sebagai berikut:

$$-\frac{Q_H}{T_H} + \frac{Q_A}{T_A} - \frac{Q_L}{T_L} \geq 0 \quad (1.10)$$

$$\frac{Q_A}{T_A} \geq \frac{Q_H}{T_H} + \frac{Q_L}{T_L} \quad (1.11)$$

Perhatikan bahwa reservoir yang kehilangan panas memiliki perubahan entropi negatif, dan sebaliknya.

Mengganti Persamaan (1.8) ke Persamaan (1.11) dan mengatur ulang istilah menghasilkan hasil yang penting:

$$\frac{Q_L}{Q_H} \leq \left[ \frac{T_L}{T_A - T_L} \right] \left[ \frac{T_H - T_A}{T_H} \right] \quad (1.12)$$

Rasio ini dapat digunakan sebagai koefisien lemari es absorpsi dari kinerja  $COP_{AR}$  karena rasio ini memberikan rasio tujuan energi yang diinginkan dengan energi masukan yang diperlukan untuk mengoperasikan sistem.

$$COP_{AR} = \frac{Q_L}{Q_H} \leq \left[ \frac{T_L}{T_A - T_L} \right] \left[ \frac{T_H - T_A}{T_H} \right] \quad (1.13)$$

atau

$$COP_{AR,ideal} = \left[ \frac{T_L}{T_A - T_L} \right] \left[ \frac{T_H - T_A}{T_H} \right] \quad (1.14)$$

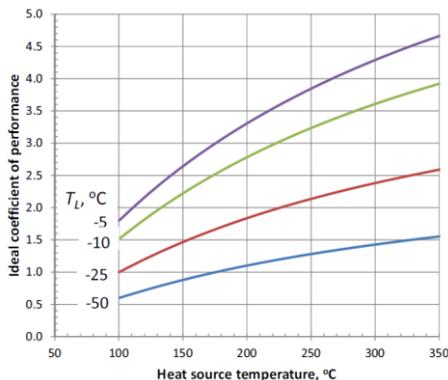
Ketika sistem tersebut ideal, yaitu dapat dibalik secara sempurna, kami menemukan:

$$Q_H = \frac{Q_L}{\left[ \frac{T_L}{T_A - T_L} \right] \left[ \frac{T_H - T_A}{T_H} \right]} = \frac{Q_L}{COP_{CR} \times \eta_{CPP}} \quad (1.15)$$

di mana COP<sub>CR</sub> adalah koefisien kinerja untuk lemari es Carnot yang beroperasi antara lingkungan sekitar dan ruang dingin, dan  $\eta_{CPP}$  adalah efisiensi termal untuk pembangkit listrik Carnot yang beroperasi antara reservoir panas bersuhu tinggi dan heat sink ambien.

Gambar 1.15 menunjukkan COP ideal untuk lemari es absorpsi sebagai fungsi suhu sumber panas untuk beberapa suhu ruang dingin; suhu lingkungan diambil menjadi 25 C. Hasil terbaik diperoleh untuk suhu ruang dingin sedang dan suhu

sumber panas tinggi. Dengan demikian, kita dapat menemukan panas  $Q_H$  minimum yang dibutuhkan pada suhu tinggi yang harus disuplai secara kontinyu ke AR untuk menghilangkan sejumlah  $Q_L$  panas untuk menciptakan dan mempertahankan ruang dingin pada suhu rendah tertentu. Kulkas asli mana pun akan membutuhkan lebih banyak panas daripada casing ideal.



Gambar 1.15 COP ideal untuk lemari es absorpsi:  
 $T_A \frac{1}{4} 25 \text{ C}$ .

### 1.5.5 Kulkas Penyerap 3 Cairan Yang Digerakkan Oleh Panas

Bagian ini menghadirkan lemari es serapan

yang unik. Dimungkinkan untuk mencapai refrigerasi dengan lemari es absorpsi tanpa menggunakan segala bentuk masukan energi kecuali panas. Jenis sistem ini dikomersialkan pada tahun 1933 ketika banyak rumah tersambung ke layanan gas alam kota. Gambar 1.16 menunjukkan skema yang disederhanakan dari mesin semacam itu. Ada tiga fluida kerja: amonia (pendingin), air (penyerap) dan hidrogen (katalis).

Masukan panas di generator (3) disuplai oleh kompor gas. Di tempat itu, fluida yang bekerja adalah cairan campuran amonia dan air. Amonia yang memiliki titik didih lebih rendah mendidih dan meresap ke dalam tabung, mengangkat campuran air-amonia ke rectifier (4) di mana uap panas (amonia hampir murni) dipisahkan dan naik ke kondensor (5). Itu datang dalam kontak termal dengan suhu ruangan udara ruangan, melepaskan panas dan minuman keras latennya. Kemudian melewati perangkat (throttle) dan ke gulungan yang

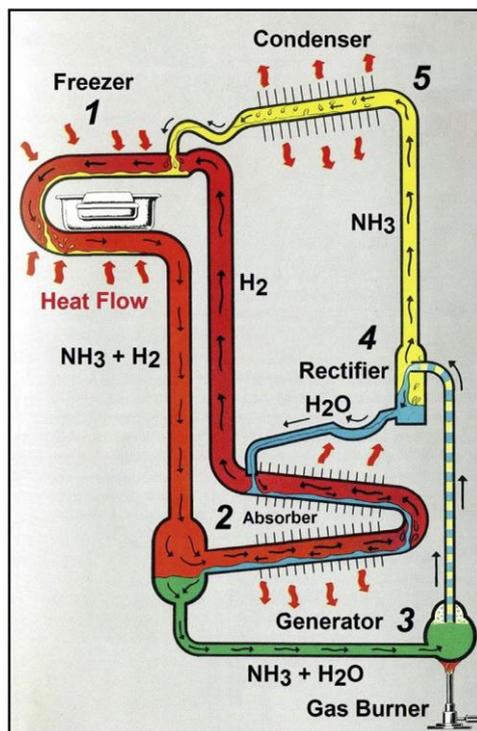
mengelilingi bagian freezer lemari es (1). Amonia yang sekarang dingin menerima panas dari ruang freezer dan menguap. Namun, sebelum amonia memasuki freezer, amonia akan bercampur dengan gas hidrogen yang naik dari penyerap (2), menghasilkan fluida yang lebih padat daripada salah satu fluida saja. Hal ini memungkinkan campuran amonia dan hidrogen turun di bawah beratnya sendiri ke penyerap (2) di mana amonia diserap ke dalam air yang telah dipisahkan di rektier. Hidrogen tidak dapat menyerap ke dalam air (air jenuh dengan hidrogen) dan dilepaskan untuk naik melalui kumparan penyerap di mana ia melewati air yang turun dan akhirnya naik ke freezer, menyelesaikan satu putaran perjalanan. Hidrogen melepaskan panas pada kumparan, melepaskan panas yang diambilnya di dalam freezer. menyelesaikan satu putaran perjalanan. Hidrogen melepaskan panas pada kumparan, melepaskan panas yang diambilnya di dalam freezer. menyelesaikan satu

putaran perjalanan. Hidrogen melepaskan panas pada kumparan, melepaskan panas yang diambilnya di dalam freezer.

Tidak ada pekerjaan mekanis atau listrik yang diperlukan untuk mengoperasikan RM ini, hanya panas dari pembakaran gas alam atau botol, membuat unit ini populer untuk tempat tinggal terpencil seperti kabin berburu. Tentu saja, jika seseorang menginginkan bola lampu di dalam lemari es untuk kenyamanan, maka listrik harus tersedia. Cairan kerja bersirkulasi di bawah gravitasi karena perbedaan massa jenis.

Tidak ada bagian yang bergerak dan tidak ada segel. Ini juga tidak bersuara dalam operasi yang dapat menjadi fitur yang diinginkan untuk situasi tersembunyi tertentu seperti dalam operasi militer. Kulkas berbahan bakar gas terakhir diproduksi di AS pada tahun 1957. Produk tersebut dilarang pada tahun 1999 setelah beberapa kematian yang bukan disebabkan oleh kebocoran

amonia tetapi oleh karbon monoksida dari pembakaran yang salah pada pembakar gas. Rupanya sistem pendinginnya sendiri masih kokoh dan masih tertutup rapat setelah digunakan selama puluhan tahun.



Gambar 1.16 Lemari es absorpsi berpengerak panas, dimodifikasi dari Ref. [18].

Salah satu penulis (RDP) dibesarkan di rumah dengan perangkat seperti itu; Itu adalah teka-teki bagi saya sebagai anak muda bagaimana ia bisa mencapai dingin dari panas, mungkin memacu minat saya pada ilmu dan teknik termal.

#### *1.5.6 Penilaian Energi Panas Pompa*

Bagian sebelumnya membahas kinerja berdasarkan energi. Sekarang konsep exergy akan diterapkan pada pompa kalor. Konsep eksergi didasarkan pada Hukum Kedua termodinamika yang membatasi kinerja suatu sistem. Setelah kinerja maksimum yang diperbolehkan diketahui, sistem aktual kemudian dapat dibandingkan dengan ideal ini dan kekurangan diidentifikasi untuk perbaikan.

Persamaan berikut digunakan untuk melakukan analisis eksergi dari setiap sistem termodinamika. Bayangkan sistem umum berinteraksi dengan sekitarnya dalam beberapa cara: kerja dan perpindahan panas dapat terjadi, dan massa dapat mengalir masuk atau keluar dari

sistem di berbagai titik di permukaan. Masing-masing membawa tidak hanya energi tetapi juga *eksergi*,  $e$ , didefinisikan sebagai :

$$e_i \equiv h_i - h_0 - T_0(s_i - s_0) \quad (1.16)$$

di mana  $h_i$  dan  $s_i$  adalah entalpi dan entropi material yang mengalir di setiap saluran masuk atau keluar,  $T_0$  adalah suhu absolut lingkungan (keadaan mati), dan subskrip 0 mengacu pada kondisi keadaan mati. Properti keadaan mati dievaluasi pada  $T_0$  dan  $P_0$ . Eksergi spesifik dalam Persamaan (1.16) bila dikalikan dengan laju aliran massa menghasilkan laju eksergi atau tenaga eksergetik

$$\dot{E}_i = \dot{m}_i e_i \quad (1.17)$$

Jika panas transfer  $Q$ - adalah terlibat, itu exergy  $E_Q$  terkait dengan itu panas adalah diberikan oleh:

$$\dot{E}_Q = \left[ 1 - \frac{T_0}{T} \right] \dot{Q} \quad (1.18)$$

di mana faktor dalam tanda kurung adalah efisiensi Carnot untuk siklus daya ideal yang beroperasi antara  $T$  dan  $T_0$ ; Lihat Persamaan. (1.1). Jadi

eksergi yang terkait dengan perpindahan panas adalah jumlah kerja maksimum yang secara ideal dapat dihasilkan darinya oleh suatu siklus yang beroperasi sebagai siklus Carnot.

Jika kerja transfer adalah terlibat, itu exergy terkait dengan bahwa kerja transfer  $E_W$  adalah jumlah persis pekerjaan yang dilakukan, tidak dikurangi oleh tidak dapat diubah seperti friksi.

Jadi,

$$\dot{E}_W = \dot{W} \quad (1.19)$$

Penghitungan eksergi untuk pompa panas yang beroperasi sebagai sistem yang stabil akan melibatkan eksergi yang terkait dengan setiap aliran aliran dan setiap istilah transfer eksergi. Tidak seperti keseimbangan energi Hukum Pertama di mana energi dikonservasi, perhitungan eksergi akan selalu menunjukkan bahwa lebih sedikit eksergi yang meninggalkan sistem daripada yang masuk. Artinya, beberapa eksergi akan selalu dihancurkan.

Jika seseorang membayangkan dunia yang sempurna di mana semua fenomena disipatif dapat dihilangkan dan semua proses dilakukan secara terbalik, maka tidak ada eksergi yang akan hilang; sayangnya ini tidak mungkin dilakukan di dunia nyata. Tujuan dari sebuah *exergy* analisis adalah untuk mengenali kehilangan dari *exergy*  $DE_i$  dan merancang cara untuk mengurangi kerugian tersebut [19,20].

Dengan mengacu pada pompa kalor masuk Gambar 1.16, transfer eksergi berikut terjadi: Motor mengirimkan eksergi ke kompresor yang pada gilirannya memberikan eksergi ke fluida kerja; fluida kerja memberikan eksergi ke fluida perpindahan panas dalam kondensor; cairan yang bekerja kehilangan eksergi melalui proses pelambatan; dan fluida kerja menerima eksergi dari sumber panas di evaporator. Perbedaan antara jumlah dari istilah *exergy* masukan dan istilah eksergi pelepasan adalah kerugian eksergi untuk setiap komponen,

seperti yang ditunjukkan di bawah ini.

Kompresor :

$$\Delta \dot{E}_C = \dot{W}_C + \dot{m}e_2 - \dot{m}e_3 \quad (1.20)$$

Kondensor :

$$\Delta \dot{E}_{CN} = \dot{m}e_3 - \dot{E}_{Q-CN} - \dot{m}e_4 \quad (1.21)$$

Throttle :

$$\Delta \dot{E}_{TH} = \dot{m}e_4 - \dot{m}e_1 \quad (1.22)$$

Evaporator :

$$\Delta \dot{E}_{EV} = \dot{m}e_1 + \dot{E}_{Q-EV} - \dot{m}e_2 \quad (1.23)$$

Pompa Panas :

$$\Delta \dot{E}_{HP} = \sum_i \Delta \dot{E}_i = \dot{W}_C + \dot{E}_{Q-EV} - \dot{E}_{Q-CN} \quad (1.24)$$

## **Ringkasan**

Bab ini dibuka dengan gambaran umum penggunaan energi dunia dengan fokus khusus pada sumber energi terbarukan. Ringkasan singkat diberikan tentang kebijakan energi terkait di seluruh dunia. Mengingat pentingnya mencapai sistem energi berkelanjutan, proses yang diperlukan untuk membuat dan menilai sistem yang efisien energi dijelaskan. Karena salah satu fokus utama buku ini adalah penggunaan pompa kalor untuk meningkatkan sistem energi, sejarah pompa kalor dan pendinginan disajikan bersama dengan deskripsi kualitatif mesin ini. Ini diikuti dengan analisis kuantitatif untuk mesin ideal yang menetapkan standar untuk sistem dunia nyata. Pompa kalor praktis dan sistem pendingin dijelaskan secara detail teknis dan dianalisis menggunakan prinsip termodinamika. Kedua sistem refrigerasi kompresi uap dan absorpsi dibahas. Pompa panas menggunakan fluida kerja khusus untuk mentransfer

panas antara dirinya sendiri dan sekitarnya, dan pemilihan fluida kerja tergantung pada batasan yang diberlakukan oleh aplikasi dan lingkungan.



to-date 2017; February 2018.

[https://www.eia.gov/electricity/monthly/current\\_month/epm.pdf](https://www.eia.gov/electricity/monthly/current_month/epm.pdf).

[https://www.eia.gov/electricity/monthly/epm\\_table\\_grapher.php?t\\_epmt\\_b\\_1](https://www.eia.gov/electricity/monthly/epm_table_grapher.php?t_epmt_b_1).

[6] Jahreswirtschaftsbericht G € F Î K Á Z ~ \ ~ } ~ c • ~ " æ

sichern e Die Chancen des digitalen Wandels nutzen. (Annual economic report 2016: securing

future viability using the opportunities of digital & @æ} \* ^ D Á Ó ~ } å ^ • { ã } ã • c ^ | ã ~ { Á ~ "

Energie (Federal Ministry of Economy and Energy), Germany (in German) .

[https://www.bmwi.de/Redaktion/DE/Publikationen/Wirtschaft/jahreswirtschaftsbericht-2016.pdf?\\_\\_blob=publicationFile&v18](https://www.bmwi.de/Redaktion/DE/Publikationen/Wirtschaft/jahreswirtschaftsbericht-2016.pdf?__blob=publicationFile&v18).

[7] Statutory report (in accordance with Norwegian authority requirements). Stavanger, Norway: Statoil; 2014. <https://www.statoil.com>.

[8] Annual report and form 20-F for the year ended December 31, 2016. Royal Dutch Shell plc, The

Hague, The Netherlands.  
<http://reports.shell.com/annual-report/2016/>.

[9] OECD regional outlook 2016: productive regions for inclusive societies. Paris: OECD Publishing; 2016.  
<https://doi.org/10.1787/9789264260245-en>.

[10] The OECD Post-G20 Development Action Plan 2015  
<http://www.oecd.org/dac/post-2015.htm>.

[11] Federal power act. 1920.  
[https://en.wikipedia.org/wiki/Federal\\_Power\\_Act](https://en.wikipedia.org/wiki/Federal_Power_Act).

[12] Dossat RJ, Horan TJ. Principles of refrigeration. John Wiley and Sons; 2001.

[13] Moran MJ, Shapiro HN. Fundamentals of engineering thermodynamics. 5th ed. John Wiley & Sons; 2006.

[14] Zogg M. History of heat pumps: Swiss contributions and international milestones. 9th International IEA heat pump conference, Zurich, Switzerland, 20e22 May 2008.

[15] Forsen M. Heat pumps e technology and environmental impact, Part 1. July 2005. [http://ec.europa.eu/environment/ecolabel/about\\_ecolabel/reports/hp\\_tech\\_env\\_impact\\_aug\\_2005.pdf](http://ec.europa.eu/environment/ecolabel/about_ecolabel/reports/hp_tech_env_impact_aug_2005.pdf).

[16] Heating and cooling with a heat pump. EnerGuide, U.S. Environmental Protection Agency, Ottawa, Canada; 2004.

[17] Stierlin H. Beitrag zur Theorie der Absorption (contribution to the theory of absorption refrigeration), Kabeltechnik (cable technology) 16, 1964.

[18] A to zero of refrigeration, Public relations staff, general motors, Detroit, MI, 13th printing; 1964, p. 81.

[19] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. Thermal design and optimization. John Wiley and Sons Inc.; 1996. p. 113e62.

[20] Kim SM, Oh SD, et al. Exergoeconomic analysis of thermal systems. Energy 1998;23(5): 393e406.

## **BAB 2. CAIRAN KERJA UNTUK SISTEM PENDINGIN DAN POMPA PANAS**

### **2.1. Solusi Antibeku**

Antibeku adalah campuran yang tetap menjadi cairan saat digunakan, misalnya dalam jaringan pipa kumparan kolektor yang terkubur. Evaporator dari pompa kalor adalah aplikasi yang cocok untuk campuran antibeku. Tetapi perlu diingat bahwa resistansi evaporator hidrolik juga meningkat. Ketika campuran antibeku melewati pipa, tahanan hidrolik ditentukan dengan mempertimbangkan koefisien viskositas. Lebih lanjut, penting untuk dicatat bahwa penggunaan antibeku dalam konsentrasi tertentu tidak menjamin bahwa ia tidak akan membeku pada suhu lingkungan yang sangat negatif. Dengan demikian, kumparan pipa yang terkubur dari penukar panas tanah harus diletakkan di bawah garis es.

Berikut beberapa campuran antibeku yang dapat dipertimbangkan.

### 2.1.1 Campuran Air Dan Etilen Glikol

Untuk mendapatkan campuran seperti itu dengan suhu beku 13 C, 75% air dan 25% etilen glikol (berdasarkan volume) harus dicampur. Campuran ini memiliki viskositas yang lebih tinggi dibandingkan dengan air murni dan mengakibatkan penurunan daya termal serta peningkatan tahanan hidraulik.

Tabel 2.1 Penghancuran eksergi pada komponen pompa kalor.

<b>Komponen</b>	<b>Exergy hancur, kW</b>	<b>Persen dari total,%</b>
Kompresor	18.99	23.2
Kondensator	11.12	13.6
<i>Throttel</i>	44.45	54.4
Evaporator	7.15	8.75
Total	81.71	100

### *2.1.2 Campuran Air Dan Propilen Glikol*

Untuk menyiapkan campuran semacam itu, perlu untuk mencampurkan rasio volume 70% air dan 30% propilen glikol. Kerugian dari campuran semacam itu adalah peningkatan viskositas, yang, seperti dalam kasus sebelumnya, menyebabkan peningkatan hambatan aliran. Penurunan daya termal, bagaimanapun, tidak sensitif seperti pada kasus sebelumnya. Keuntungan dari campuran semacam itu adalah kurangnya agresivitas kimiawi larutan.

### *2.1.3 Campuran Air Dan Etanol (Larutan Beralkohol)*

Untuk mendapatkan campuran seperti itu dengan suhu beku -14 C, 75% air dan alkohol 25% dicampur (berdasarkan volume). Peningkatan daya termal tidak signifikan, keuntungannya dalam kepadatan sedang. Saat melakukan perhitungan, seseorang harus memperhitungkan bahwa setelah

pencampuran 100 L air dan 100 L etanol, total volume adalah 180 L. Campuran ini, berbeda dengan yang lain, tidak memerlukan penggunaan komponen netral karena penggunaan alkohol murni khususnya tidak menyebabkan penuaan sistem. Jika menggunakan alkohol fermentasi konvensional, waktu hidup reagen adalah sekitar 5 tahun.

#### *2.1.4 Campuran Air Dan $\text{CaCl}_2$*

Campuran 82% air dan 18% garam kalsium klorida (berat) memiliki suhu beku  $-13\text{ C}$ . Kerugiannya adalah penurunan daya termal dibandingkan dengan air murni, tetapi sebagian dikompensasi oleh kepadatan larutan yang lebih tinggi. Namun, karena agresivitas larutan yang kuat, penggunaan solusi ini tidak disarankan.

## **2.2. Evolusi Refrigeran**

Industri pendingin dan kontrol kenyamanan dunia bergantung sepenuhnya pada keputusan komunitas global mengenai agen pendingin.

Beberapa generasi pengungsi telah berubah selama beberapa dekade terakhir. Beberapa zat, yang hingga saat ini dianggap paling mutakhir dan aman bagi lingkungan, kini telah ditarik dari penggunaannya. Di bawah ini kami menelusuri evolusi fluida kerja untuk mesin pendingin.

### 2.2.1 *Generasi Pertama*

Segala sesuatu dan apa pun yang berhasil. Pelarut konvensional dan cairan mudah menguap lainnya adalah zat pendingin yang paling umum digunakan selama seratus tahun pertama. Faktanya, agen pendingin generasi pertama mencakup semua yang berfungsi dan tersedia. Hampir semua bahan pendingin pertama mudah terbakar dan beracun, dan beberapa bahkan aktif secara kimiawi. Kecelakaan biasanya terjadi selama pengoperasian peralatan pendingin. Beberapa perusahaan dengan giat mendorong propane

Ç Ü G J € D Á • ^ à æ\* æã Á %o: æc Á ] ^ } å ã } \* ã }  
à ^ | à æ~ + Á å ã Á æc æ• Á æ{ [ } ã æÁ Ç Ü Ï P

khususnya dalam situasi domestik, seringkali memicu perubahan desain dan regulasi baru.

### 2.2.2 *Generasi Kedua*

Keamanan dan daya tahan. Generasi kedua ditandai dengan transisi ke senyawa fluor untuk meningkatkan keamanan dan umur simpan sistem refrigerasi. Sebelum ini, upaya awal untuk mengganti "kotak es" dengan lemari es, di mana metil format (R611) atau sulfur dioksida (R764) digunakan sebagai zat pendingin, tidak berhasil; tidak mungkin untuk menghilangkan kebocoran zat-zat tersebut, sehingga membutuhkan agen pendingin baru, jika ingin menggunakannya di mana-mana. R12 dikembangkan oleh General Motors di bawah arahan Charles Kettering. Produksi industri R12 dimulai pada tahun 1931, dan R11 pada tahun 1932. Klorofluorokarbon (CFC) dan kemudian hidrofluorokarbon (HCFC) didominasi pada agen pendingin generasi kedua, terutama sejak

1950-an, pada AC domestik dan industri serta pompa panas. Amonia telah dan tetap menjadi bahan pendingin paling populer di sistem industri besar, terutama di bidang produksi dan pengawetan produk dan minuman, dan di rumah es besar yang menyajikan kail ikan.

### *2.2.3 Generasi Ketiga*

Perlindungan lapisan ozon (1997). Hipotesis tentang kerusakan lapisan ozon dan penyebab pembentukan "lubang ozon" dikembangkan; misalnya, proses radiasi kosmik dan pertumbuhan periodik aktivitas matahari, proses perubahan sirkulasi atmosfer, dll. Menurut hipotesis dari pengaruh radiasi ultraviolet, putusnya ikatan klorin dan bromin dari zat pendingin membuat mereka sangat reseptif untuk menyerap oksigen. Selain masalah ozon, emisi zat pendingin tertentu berdampak pada "efek rumah kaca".

Protokol Montreal (1987) mengidentifikasi refrigeran yang merusak lapisan ozon dan yang

berpotensi untuk menghancurkannya. Potensi Penipisan Ozon (ODP) didefinisikan untuk mengklasifikasikan refrigeran. Karena mereka adalah yang terburuk, R11 dan R12 diberi nilai persatuan, yaitu ODP-R11h1 dan ODP-R12h1. Saat ini, terdapat refrigeran sintetis yang mengandung zat perusak ozon:

1. Refrigeran dari kelas CFC. Molekul CFC mengandung atom klor, fluor dan karbon; merupakan gas rumah kaca dan penipisan ozon dengan  $ODP > 0,1$ .
2. Refrigeran dari kelas HCFC. Mereka juga merupakan gas rumah kaca dan gas perusak ozon dengan ODP lebih rendah sebesar  $0 < ODP < 0,1$ .

#### *2.2.4 Generasi Keempat*

Penanggulangan pemanasan global. Protokol Kyoto (1997) dan "The Paris Summit on Climate" (2015) mendefinisikan kemungkinan perlindungan lingkungan dari emisi gas rumah kaca.

Protokol Kyoto mengidentifikasi zat-zat yang mempengaruhi iklim bumi. Gas rumah kaca termasuk karbon dioksida, metana, dinitrogen oksida, sulfur heksa fluorida dan semua refrigeran sintetis. Potensi Pemanasan Global (GWP) diperkenalkan. Potensi karbondioksida diambil sebagai satu kesatuan, yaitu GWP-CO<sub>2</sub> h 1.

GWP membandingkan jumlah panas yang mempengaruhi pemanasan global yang diserap oleh massa refrigeran tertentu (biasanya 1 kg) dengan jumlah panas yang diserap oleh massa CO<sub>2</sub> yang sama. Selama periode transisi, refrigeran ramah ozon (yaitu, ODP 0) dibuat. Terdapat agen pendingin yang aman untuk ozon sintetis dengan GWP tinggi:

¼

- ~ Refrigeran HFC mengandung atom fluor, hidrogen dan karbon dengan ODP0.
- ~ Refrigeran dari kelas PFC (per fluorokarbon), yang merupakan gas rumah kaca dan ozon yang mengandung atom fluor dan karbon

dengan ODP  $\frac{1}{4}$  0.

### 2.2.5 Generasi Saat Ini (Setelah 2010)

Sejak 2010, refrigeran perusak ozon R21, R22, R123 dan R1245b tidak diperbolehkan. Hingga tahun 2025 di Eropa, penggunaan refrigeran dengan GWP <2500 diizinkan; setelah tahun 2030 direncanakan untuk tidak menggunakan refrigeran dengan GWP > 150. Refrigeran R134a, R125, R404a, R407c, R507a, R410a, dan kedepannya R32 tidak diperbolehkan. Waktunya akan datang untuk fluoroolefin (HFO), misalnya, R1336mzz, R123yf, R1234ze, dan R1233zd e semua memiliki GWP <10. Campuran refrigeran berdasarkan HFO, yaitu, R448a, R449a, R450a, R513a, dan lain-lain sedang diproduksi.

Di negara maju, kloro fluorobromohidrokarbon (CFBHC) tidak lagi digunakan dalam sistem pendingin dan pendingin udara. Campuran HFC, yaitu, R407c dan R410a

dianggap sebagai pengganti yang dapat diterima untuk refrigeran perusak ozon R22. ASHRAE 34-2007 memungkinkan penggunaan refrigeran yang aman untuk ozon mulai dari R429a hingga R437a, dan R510a. Sumber informasi berikut dapat digunakan untuk peruntukan refrigeran dan kemungkinan pengantiannya karena pembatasan lingkungan mengurangi ketersediaan cairan kerja[1-5].

Memproyeksikan ke masa depan, tampak jelas bahwa penggunaan refrigeran sintetis akan semakin dibatasi. Tabel 2.2 menunjukkan situasi saat ini berdasarkan Protokol Montreal dan Dampak F-Gas 2 UE. Tabel 2.3 menunjukkan larangan dan batasan yang dihadapi refrigeran. Semua HCFC tunduk pada pengurangan bertahap di masa depan karena ODP tingkat menengah mereka. Dari Tabel 2.3, terlihat hanya ada tujuh refrigeran alami dan dua HFO yang benar-benar bebas dari batasan saat ini. Refrigeran sintetis pertama yang dikembangkan

pada tahun 1930-an dan digunakan setelahnya adalah yang terbaik yang pernah dibuat dari sudut pandang kinerja teknis yang ketat. Mereka dibuat untuk menghasilkan efisiensi yang sangat baik dengan karakteristik keselamatan yang luar biasa bagi personel yang harus bekerja dengan mereka. Kisah itu diceritakan oleh Charles Kettering<sup>[7]</sup> tentang bagaimana Thomas Midgley, insinyur yang memimpin tim pengembangan di Frigidaire, memperkenalkan R12 kepada audiens dengan menghirup uap dari gelas kimia, mengisi paru-parunya dengan R12, dan kemudian dengan lembut melepaskannya di atas lilin yang menyala. Ini memadamkan api dan dia tidak terluka oleh uap, dengan demikian menunjukkan non-toksisitas dan non-amabilitas secara bersamaan. Hanya beberapa dekade kemudian dampaknya merugikan CFC di lingkungan terungkap.

Setiap refrigeran baru yang dibuat di laboratorium memiliki manfaat, terutama lingkungan,

dan kelemahan, terutama teknologi. Tentu saja mereka kurang efektif dari sudut pandang efisiensi, membutuhkan lebih banyak masukan energi untuk mengoperasikan RM untuk efek pendinginan yang sama. Operasi sebenarnya dari RM dan HP telah mengidentifikasi masalah teknis yang terkait dengan bahan kerja sintetis. Refrigeran yang aman untuk ozon dari kelas HFC dan PFC sangat mahal dibandingkan dengan, katakanlah, R22. Tekanan yang lebih tinggi untuk proses sistem membutuhkan peningkatan kekuatan bahan penukar panas dan konsumsi logam; keharusan untuk menggunakan oli sintetis higroskopis, poliester, dan sintetis yang mahal untuk pelumasan; dan dalam kasus campuran zat pendingin, persyaratan untuk sepenuhnya mengganti zat pendingin di RM bila ada kebocoran, sekecil apa pun.

Tabel 2.2 S | æ • ã Refrigeran Yang Dipilih Untuk ODP Dan GWP<sub>[6]</sub>.

Tipe	Nomor-R	ODP <sup>a</sup>	Tingkat ODP	GWP <sup>b</sup>	Tingkat GWP
Alam	717	0	Nol	0	Nol
Alam	744	0	Nol	1	Rendah
Alam	1270	0	Nol	2	Rendah
Alam	290	0	Nol	3	Rendah
Alam	600a	0	Nol	3	Rendah
Alam	1150	0	Nol	4	Rendah
HFO	1234yf	0	Nol	4	Rendah
HFO	1234ze	0	Nol	6	Rendah
Alam	170	0	Nol	6	Rendah
HFC	32	0	Nol	675	Medium
HFC	134a	0	Nol	1430	Medium

HFC	407C	0	Nol	1774	Medium
HFC	437A	0	Nol	1805	Medium
HFC	407F	0	Nol	1825	Medium
HFC	442A	0	Nol	1888	Medium
HFC	410A	0	Nol	2088	Medium
HFC	407A	0	Nol	2107	Medium
HFC	427A	0	Nol	2138	Medium
HFC	438A	0	Nol	2265	Medium
HFC	423A	0	Nol	2280	Medium
HFC	417A	0	Nol	2346	Medium
HFC	424A	0	Nol	2440	Medium
HFC	422D	0	Nol	2729	Tinggi
HFC	422A	0	Nol	3143	Tinggi

HFC	434A	0	Nol	3245	Tinggi
HFC	428A	0	Nol	3607	Tinggi
HFC	MO89	0	Nol	3805	Tinggi
HFC	404A	0	Nol	3922	Tinggi
HFC	507A	0	Nol	3985	Tinggi
HFC	508B	0	Nol	13396	Tinggi
HFC	23	0	Nol	14800	Tinggi

Tabel 2.2 S | æ• ã , \ æ• ã Á! ^ ~! ã \* ^! æ} Á ^ æ}[Ø] Á å

Tipe	Nomor-R	ODP <sup>a</sup>	Tingkat ODP	GWP <sup>b</sup>	Tingkat GWP
HCFC	123	0,060	Medium	77	Rendah
HCFC	402B	0,030	Medium	2416	Medium

HCFC	401A	0,033	Medium	1182	Medium
HCFC	401B	0,036	Medium	1288	Medium
HCFC	409A	0,046	Medium	1909	Medium
HCFC	22	0,055	Medium	1810	Medium
HCFC	402A	0,019	Medium	2788	Tinggi
HCFC	408A	0,024	Medium	3152	Tinggi
CFC	502	0.33	Tinggi	4657	Tinggi
CFC	11	1	Tinggi	4750	Tinggi
CFC	12	1	Tinggi	10900	Tinggi

a Potensi Penipisan Ozon, UNEP (2006): R11 R12 h 1.

b Potensi Pemanasan Global (100 tahun), Laporan Penilaian keempat IPCC, 2007: CO2 h

1.

Mungkin saja hanya zat pendingin alami yang

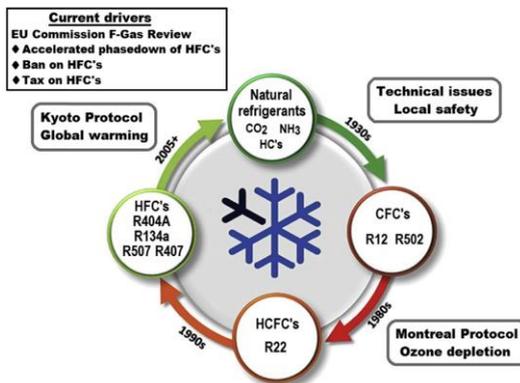
akan diizinkan dalam waktu dekat, yang pada dasarnya mengembalikan dunia ke titik awal pendinginan; Lihat Gambar 2.1.

Keputusan oleh komisi internasional akan mengontrol apa yang mungkin digunakan para insinyur sebagai cairan kerja di mesin pendingin dan pompa panas. Pertama kali diusulkan oleh Passet pada tahun 1979 [29], beberapa studi telah dikembangkan berdasarkan konsep terintegrasi dari pembangunan berkelanjutan yang melibatkan pertimbangan ekologi, sosial, dan ekonomi; lihat Gambar 2.2. Hanya jika ketiga aspek tersebut terpenuhi secara bersamaan, solusi dapat dianggap berkelanjutan dan oleh karena itu dapat diterima.

Table 2.3 Restrictions and bans on refrigerants in Table 2.4 [6].

ODP level	Montreal Protocol	GWP level	Level	EU F-Gas 2 impact
Zero	No restrictions	<150	Low	No controls

Medium	Subject to consumption phase down	150-2500	Medium	Some supply restrictions and new equipment use bans
High	100% global production & consumption ban	>2500	High	Substantial supply and use restrictions and new equipment bans



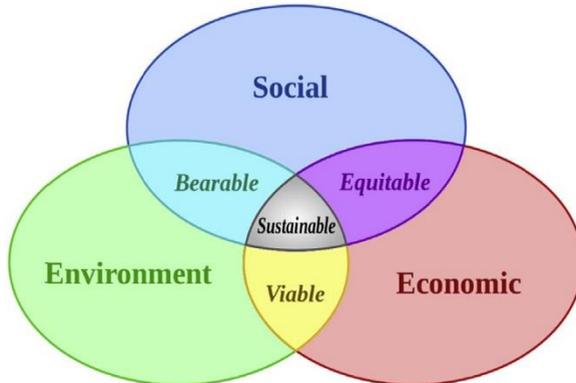
Gambar. 2.1 Tren fluida kerja untuk unit pendingin: siklus tertutup. Digambar ulang dari [8].

## 2.3. Ringkasan: Persyaratan Dasar Untuk Cairan Kerja

### 2.3.1 Termodinamika

Panas penguapan yang besar dan nilai terbesar dari bilangan Clausius  $Cl$  yang merepresentasikan rasio transpor energi yang terkait dengan momentum fluida terhadap perpindahan energi dengan konduksi termal:

$$Cl = \frac{V^3 L \rho}{\lambda \Delta T} = \frac{\rho V^2 \times V}{\lambda \Delta T / T}$$



Gambar. 2.2 Konsep triune pembangunan berkelanjutan<sup>[10]</sup>.

Ö ^ } \* æ } Á \ ^ & ^ ] æ c æ } karakteristika  
Š Á F Á “ I Ê Á \ ^ ] æ å æ c æ } Á ! Á F “ Á I Ê Á \

Perbedaan suhu DV Á F.Á “ I Á

- ~ Kapasitas panas rendah dari cairan dan kapasitas panas tinggi dari uap super panas;
- ~ Kurva uap jenuh memiliki kemiringan positif pada koordinat suhu-entropi;
- ~ Tekanan kondensasi rendah dan suhu titik didih rendah pada tekanan atmosfer;
- ~ Konduktivitas termal tinggi dan viskositas rendah.
- ~ Operasional

Stabilitas termokimia, kompatibilitas kimia dengan bahan, tidak mudah terbakar, tidak beracun dan bahaya non-ledakan.

Ekonomis, ketersediaan produksi komoditas dan harga yang wajar.

Ekologis, keamanan ozon dan potensi

pemanasan global yang rendah.

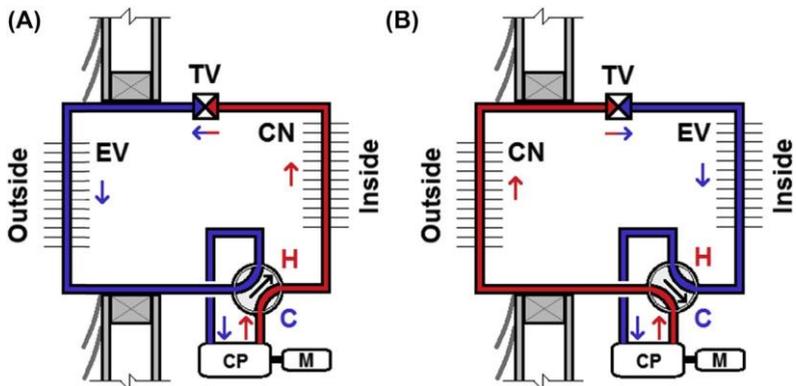
## **2.4. Mode Pengoperasian Pompa Panas**

### *2.4.1 Pemanasan Dan Pendinginan Fleksibel*

Pompa panas dapat memberikan pemanasan dan pendinginan. Kemungkinan pemanasan atau pendinginan dengan hanya menggunakan satu perangkat dicapai dengan "mengalihkan" jalur aliran refrigeran melalui katup empat arah. Gambar 2.3 adalah skema sederhana tentang bagaimana satu unit dapat digunakan untuk pemanasan dan pendinginan. Karena kompresor CP hanya dapat beroperasi dalam satu arah, arah aliran berubah dalam perpipaan, tetapi tetap sama melalui kompresor apakah unit dalam mode pemanasan atau pendinginan.

Dalam mode pemanasan (A), ketika katup putar 4 arah disetel pada "H", sisi pembuangan kompresor diarahkan ke dalam rumah di mana uap panas mengembun (CN) dan menghantarkan panas

di tempat yang dibutuhkan. Katup throttle (TV) menurunkan tekanan, sehingga menurunkan suhu di bawah ambien luar, dan mengarahkan fluida kerja di luar. Di sana ia mengambil panas dari udara di sekitarnya dan menguap (EV). Uap refrigeran dingin dialirkan ke kompresor di mana tekanannya kembali, suhu meningkat, dan siklus berulang.



Gambar. 2.3 Skema pompa panas domestik: (A) mode pemanasan; (B) mode pendinginan.

Dalam mode pendinginan (B), dengan katup mengarah ke "C", sisi pembuangan kompresor

diarahkan ke luar di mana uap panas terkondensasi oleh udara di sekitarnya dan membuang panas ke lingkungan. Katup throttle sekarang melihat aliran ke arah yang berlawanan, tetapi masih mengurangi tekanan sehingga menurunkan suhu refrigeran dan mengarahkannya ke dalam rumah. Di sana ia menghilangkan panas dan menguap. Uap refrigeran bertekanan rendah dan bersuhu rendah dialirkan ke kompresor di mana tekanannya kembali, suhunya meningkat, dan siklusnya berulang.

Pada bangunan besar dengan banyak ruangan, beberapa di antaranya mungkin memiliki beban panas lebih tinggi daripada yang lain, pompa kalor dapat digunakan untuk mendinginkan beberapa ruangan sekaligus memanaskan ruangan lainnya. Ini biasanya terjadi pada sekolah besar atau rumah sakit di mana kebutuhan panas atau pendingin bergantung pada orientasi bangunan relatif terhadap matahari.

### *2.4.2 Pedoman Desain Mode Pemanasan*

Panduan praktis berikut menawarkan pertimbangan desain saat mengoperasikan pompa panas dalam mode pemanasan.

#### § Pemilihan sistem pemanas

Saat mendesain sistem pemanas dengan pompa panas, sangat penting untuk memilih jenis perangkat pemanas dengan benar. Sistem pemanas panel radiasi yang ditempatkan di lantai atau di dinding dan tidak memerlukan pembawa panas bersuhu tinggi adalah yang paling menguntungkan. Keuntungan dari sistem ini adalah dimungkinkan untuk menurunkan suhu ruangan sebesar 2-3 °C karena perpindahan panas melalui penguapan. Seseorang tidak dapat melupakan bahwa suhu maksimal pada outlet pompa panas biasa adalah 55-62 °C sehingga perlu diperhitungkan ketika jenis dan dimensi perangkat pemanas dipilih. Sistem radiator membutuhkan suhu yang lebih tinggi, 90-95 °C,

dan radiasi lantai serta panel air langit-langit, memerlukan suhu 55-60 C. Oleh karena itu, pilihan penerapan panas pompa panas tergantung pada jenis sistem pemanasnya.

### § Pemanasan Dengan Panel Yang Ditempatkan Di Lantai ("Sistem Lantai Hangat")

Sistem ini menguntungkan karena suhu pembawa panas 35 C sudah cukup untuk pemanasan. Kerugiannya adalah keterbatasan daya maksimum tidak lebih dari 96 W per m<sup>2</sup> area lantai pemanas. Itulah sebabnya kombinasi sistem pemanas konvektor atau koil kipas lebih banyak digunakan. Dianjurkan untuk menggunakan sistem "lantai hangat" yang dikombinasikan dengan gulungan kipas. Ini karena sebagian besar fancoil beroperasi pada perbedaan suhu 5 C dengan pembawa panas. Sangat disarankan untuk menggunakan koil kipas dalam sistem

pemanas dengan pompa panas biasa yang beroperasi untuk pendinginan ruangan di musim panas. Dalam kasus seperti itu, sebuah bangunan dapat dipanaskan di musim dingin dan didinginkan di musim panas dengan menggunakan satu sistem (lihat bagian sebelumnya) yang sangat mengurangi biaya modal pada tahap konstruksi bangunan.

#### § Pemanasan Dengan Panel, Ditempatkan Di Lantai, Dengan Radiator Pemanas

Varian ini membutuhkan penggunaan regulator termohidraulik (THR) dan kolektor pengaturnya sendiri agar dapat beroperasi dengan baik. Selain pemasangan pipa, diperlukan pipa sirkulasi, yang akan menyediakan siklus dengan air antara radiator THR dan pipa panas.

Katup tiga arah dan pompa sirkulasi yang akan menyuplai air ke dalam koil dengan suhu 35 C

@æ! ˇ • Á å ã ] æ• æ} \* Á b ˇ \* æÁ å ã Á \ [ ã | Á •

### § Pemanasan dengan radiator

Kami merekomendasikan memilih perbedaan suhu dengan mempertimbangkan suhu pembawa panas maksimum 45/55 C untuk sistem seperti itu. Saat mendesain, seseorang harus menghitung pembacaan nominal daya perangkat pemanas dan menambah luasnya dengan menurunkan gradien suhu dari 90/70 C menjadi 55/45 C. Singkatnya, daya satu tulang rusuk pada perbedaan suhu 55/45 C adalah sekitar 40% dibandingkan dengan daya pada suhu 90/70 C. Pompa kalor dapat langsung dihubungkan ke sistem pemanas untuk sistem satu putaran sederhana. Jika sistem memiliki dua atau lebih loop pemanas, pompa sirkulasi harus dipasang untuk masing-masing loop. Perhitungan yang tepat merupakan faktor penting, yaitu, pemanas termo-elektrik tambahan harus mengkonsumsi energi sesedikit mungkin.

### *2.4.3 Mode Operasi Monovalen Dan Bivalen*

Pompa kalor dapat beroperasi dalam berbagai mode operasi tergantung pada sumber panas yang digunakan oleh pompa kalor, serta pada unit pemanas gedung yang dirancang atau teknik pemanas yang digunakan di gedung. Empat mode dibahas di bawah ini.

#### § Mode monovalen

Pada mode ini pompa kalor mencakup total kebutuhan panas untuk pemanas dan suplai air panas (HWS). Tanah dan air tanah merupakan sumber panas terbaik karena hampir tidak bergantung pada suhu lingkungan dan memberikan panas yang cukup bahkan pada suhu lingkungan rendah. Mode monovalen direkomendasikan untuk mengoperasikan pompa panas air drain.

#### § Mode rekayasa tenaga listrik

Untuk menutupi puncak pemuatan daya, unit pompa kalor (HPU) yang beroperasi dalam mode monopower dilengkapi dengan pemanas listrik tambahan yang dapat mendukung pemanasan dan, jika memungkinkan, pasokan air panas. Dalam hal ini pemanas listrik tambahan juga memungkinkan peningkatan suhu air panas tambahan dari waktu ke waktu untuk mencegah pembentukan bakteri (*legionella*). Saat merancang HPU dengan pemanas tambahan air panas terintegrasi antara pompa panas dan perangkat pengatur, disarankan untuk menyediakan akumulator tangki dan, jika perlu, melengkapinya dengan perangkat pemanas. Akumulator tangki memiliki beberapa fungsi: (a) akumulasi waktu singkat dan kompensasi tarif untuk energi listrik; (b) sakelar bivalensi; dan (c) perangkat pengatur termohidraulik. Jika tangki dibuat dengan piring aliran oat internal untuk memanaskan air panas, maka tangki tersebut

dapat digunakan untuk memanaskan air tersebut juga.

Satu lagi keuntungan dari varian ini adalah suhu air di dalam tangki berubah tergantung pada suhu udara sekitar. Model pengatur seperti itu memberikan keseimbangan operasi pompa kalor dalam mode keuntungan maksimum, karena koefisien panas bergantung pada laju penurunan suhu air di radiator. Dalam kasus lain, perhitungan sistem pemanas tidak berbeda dari sistem klasik lainnya. Pabrik pompa panas bivalen, yang menggabungkan generator panas kedua (cadangan), beroperasi menggunakan jenis energi yang sama (tenaga listrik). Dalam mode pemanasan, instalasi pompa kalor dilengkapi dengan generator panas yang beroperasi dari listrik. Pabrik pompa panas dipilih dari perhitungan 70-85% dari konsumsi panas maksimum gedung sesuai dengan DIN EN 12831.

#### § Mode bivalen dan paralel

Unit pemanas dengan mode operasi bivalen dan paralel dilengkapi dengan pompa panas dan generator panas tambahan. Misalnya, boiler penuh cairan sering digunakan berdampingan dengan pompa panas udara-air di beberapa gedung apartemen beberapa tahun yang lalu, dengan suplai panas utama dilakukan melalui pompa kalor. Ketika suhu sekitar lebih rendah dari nilai batas yang ditetapkan, katakanlah, lebih rendah dari 0 °C, generator panas tambahan mulai beroperasi.

#### § Modus alternatif bivalen

Unit pemanas dengan mode operasi alternatif bivalen juga dilengkapi dengan pompa panas dan generator panas kedua. Namun, tidak seperti mode paralel bivalen, pompa kalor dan generator kalor kedua tidak pernah beroperasi pada waktu yang bersamaan. Memenuhi permintaan energi tahunan dilakukan sama antara pompa panas dan boiler pemanas tradisional. Jika suhu sekitar lebih tinggi,

misalnya dari 3 C, hanya pompa kalor yang beroperasi. Ketika suhu jauh lebih rendah, pasokan panas sepenuhnya disediakan oleh boiler pemanas.

### § Pemilihan pompa sirkulasi

Terlepas dari mode operasinya, pompa yang bersirkulasi harus ditentukan dengan cermat untuk menghindari kehilangan sistem dan kemungkinan kegagalan. Untuk memilih pompa sirkulasi dengan benar, perhitungan hidraulik dari pemasangan pipa sistem pemanas harus dilakukan. Tekanan umum pompa sirkulasi mencakup jumlah resistansi sistem pemanas dan kondensor pompa kalor. Ketika tangki pengumpul digunakan, pompa sirkulasi harus memiliki kemampuan tekanan untuk mengatasi tekanan putaran total yang meliputi resistansi kondensor pompa kalor, ketahanan tangki, angker pengatur, jalur pipa, dll. Sirkulasi yang tepat pompa harus dipasang untuk loop pemanas dari sistem pemanas ("lantai hangat", radiator, suplai air, dll).

## **2.5. Akumulasi Dan Pengangkutan Energi Suhu Rendah**

Masalah penyimpanan energi yang diterima selama jam produksi puncak dan kemudian digunakan pada jam-jam produksi yang tidak memadai (terutama relevan untuk pembangkit tenaga surya dan angin) untuk sistem pemanas dan pendingin diselesaikan dengan menggunakan akumulator energi.

Di Jerman, ada sistem fotovoltaik rumah (PV) yang dilengkapi dengan unit penyimpan daya, tangki penyimpanan yang digunakan dalam pemanas, dan sistem pendingin udara untuk menyimpan panas dan dingin. Akumulator penyimpan panas paling sering digunakan dalam sistem dengan kebutuhan energi yang tidak merata secara berkala, misalnya, selama periode 24 jam. Contoh akumulator penyimpanan dingin termasuk sistem pendingin udara di toko-toko industri, dan sistem pendingin susu dan produk susu di perusahaan susu.

Ketidakrataan beban termal pada sistem pendingin yang sesuai ditentukan oleh perubahan aliran panas eksternal selama 24 jam; dalam kasus perusahaan susu menurut frekuensi kedatangan susu selama 24 jam, dan kebutuhan untuk pendinginan dan daur ulangnya segera dan dalam jangka pendek.

Seseorang dapat memasang unit pendingin yang memiliki produktivitas dingin yang sama dengan beban puncak pada sistem pendingin. Tetapi kemudian, selama periode beban rendah, energi panas dalam jumlah yang berlebihan (panas atau dingin) akan dihasilkan dan akan ada konsumsi listrik yang berlebihan. Lebih baik jika sistem pendingin menyertakan akumulator penyimpanan dingin sebagai varian alternatif. Dalam hal ini, unit pendingin dipilih dengan hasil dingin yang sedikit lebih tinggi dari nilai rata-rata (per 24 jam), tetapi kurang dari nilai puncak yang disyaratkan. Kemudian, untuk periode waktu ketika beban termal pada sistem pendingin kurang dari produktivitas

dingin sistem, kelebihan dingin yang dihasilkan dapat diarahkan untuk "mengisi" akumulator penyimpanan dingin. Dalam periode waktu ketika beban termal lebih besar dari produktivitas dingin sistem pendingin, seseorang dapat menggunakan akumulasi dingin di akumulator untuk memenuhi permintaan. Ketika datang kembali periode beban panas kecil, akumulator "diisi ulang". Sangat sederhana, Sekilas, solusi memungkinkan masalah penghematan energi, pengurangan biaya produk, dll., diselesaikan secara efektif. Keputusan seperti itu juga didorong oleh keadaan keuangan; misalnya, ketika tarif listrik yang berbeda ditetapkan untuk periode 24 jam, maka menguntungkan untuk menghasilkan (menumpuk) dingin di malam hari, dan menggunakannya pada siang hari.

Tentu saja, dalam pertimbangan di atas, diasumsikan bahwa persyaratan mode pemrosesan refrigerasi atau teknologi penyimpanan produk makanan, untuk parameter udara dalam sistem AC,

karakteristik proses pendidihan, kondensasi zat pendingin di unit pendingin, dll. tidak dilanggar dan dipenuhi, bahkan saat menggunakan sistem pendingin dengan produktivitas dingin kurang dari nilai puncak. Aspek ini sangat penting karena dapat terjadi pada usaha tertentu yang kerugian biaya produk pangan dan penurunan kualitas dapat melebihi penghematan energi yang dicapai pada total konsumsi listrik untuk cold production.

Oleh karena itu, desain dan pengoperasian sistem pendingin dengan akumulator penyimpanan dingin memerlukan perhitungan yang cermat dari rencana operasi sistem pendingin, urutan proses pendinginan, penyimpanan berbagai jenis produk (nominal dan untuk setiap hari), beban panas. untuk peralatan penukar panas, aliran panas dari lingkungan, volume akumulator yang diperlukan (massa zat pendingin yang terakumulasi), dinamika perubahan suhu zat pendingin dalam akumulator dan dalam sistem peredarannya, kinetika transformasi

fase dalam zat pendingin dan karakteristik lain dari sistem pendingin.

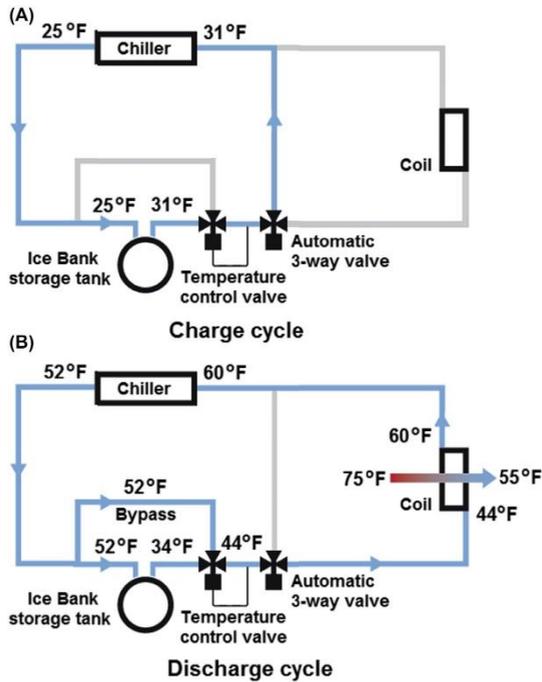
Mengurangi jumlah akumulator yang diperlukan dapat dicapai tidak hanya dengan mendinginkan zat pendingin, tetapi juga melalui penggunaan efek exo- atau endo-thermic dari transformasi fasa (air-es) atau reaksi kimia (larutan kristalo- hidrat). Dalam sistem AC, mesin pendingin air yang beroperasi dengan beban tidak rata digunakan. Pemilihan dan ukuran peralatan relatif terhadap beban puncak mengarah pada peningkatan produktivitas peralatan dan penyediaan kondisi yang nyaman. Akumulator dingin dan akumulator panas digunakan pada beban puncak dalam sistem pemanas (Gambar 2.4).



Trane® air conditioning units, Trane control, and energy storage tanks *Ice Bank*®; photo by Trane, used with permission [11].

The following methods for storing cold energy are known: accumulating ice on the surface of a submerged tubular heat exchanger filled with a circulating antifreeze solution; directly on the surface of a refrigeration evaporator; in small containers, usually made of plastic and round in shape; or simply a large amount of cold liquid. A system for using cold energy storage units is shown in Figure 2.4 [11]. During the price setting

listrik di luar jam sibuk (biasanya dalam semalam), sistem beroperasi dalam mode pengisian daya (A). Pendingin digerakkan untuk menyediakan cairan perpindahan panas 25 F (3,9 C) (campuran antibeku air) ke unit penyimpanan es. Ini menyebabkan air di dalam tangki membekukan, melepaskan panas solidifikasi yang meningkatkan temperatur fluida perpindahan panas. Lingkaran terus berjalan hingga sekitar 90% air membeku. Selama periode penetapan harga listrik puncak (biasanya siang hari), sistem beroperasi dalam mode pemakaian (B).



Gambar. 2.5 Mode operasi untuk pendinginan dengan sistem penyimpanan energi panas. (A) siklus pengisian; (B) siklus pelepasan. Digambar ulang dari [11].

Untuk sistem yang ditunjukkan, unit koil kipas membutuhkan cairan pendingin 44 F (6,7 C) untuk menghasilkan udara 55 F (12,8 C) untuk sistem AC. Pendingin digerakkan untuk menyediakan cairan 52 F (11,1 C) ke unit penyimpanan es di

{ æ} æÁ ã æÁ å ã å ã } \* ã } \ æ} A. @ãrjs \* \* æÁ H I  
bypass mengirimkan beberapa fluida 52 F untuk bercampur dengan fluida 34 F, sehingga menghasilkan fluida pada 44 F untuk unit koil. Jika listrik dengan harga rendah kebetulan tersedia selama waktu permintaan untuk pendinginan, bagian penyimpanan es mungkin sepenuhnya dilewati, sehingga menghemat es untuk jam-jam yang mahal.

## **Ringkasan**

Bab ini dibuka dengan gambaran proses pemilihan fluida kerja dijelaskan dengan penekanan khusus pada dampak lingkungan dan protokol internasional yang membatasi penggunaan refrigeran tertentu. Bab ini diakhiri dengan pembahasan tentang mode operasi pompa panas dan sistem penyimpanan dingin.

## Daftar Pustaka

- [1] Coulomb D. World tendencies and priorities in the development of low-temperature engineering. Vestnik of International Academy of Refrigeration 2012;(4):3e7.
- [2] Calm JM, Domansky PA. Replacement status of refrigerant R22. ASHRAE Journal 2004; 46(8):29e39.
- [3] Tsvetkov PB, Laptev YA, et al. Paris idioms and , [ | \ ã } \* Á ' ~ ã å • Á [ ~ Á | ^ ~ | ã \* ^ | æc ã [ Refrigeration Equipment and Conditioning 2016;(2).
- [4] Tsvetkov PB, Baranenko AV, et al. Ozone layer-safe refrigerants. Refrigeration Equip- ment and Conditioning 2016;(2).
- [5] Ö ^ • ã \* } æc ã [ } Á æ } å Á • æ ~ ^ c ^ Á & | æ • • ã ANSI/ASHRAE standard 34-2007.
- [6] Refrigerants environmental data: ozone depletion and global warming potential. Germany: Linde Gases AG, Gases Division; 2018. Seitnerstrasse 70,

82049 Pullach, [www.linde-gas.com/refrigerants](http://www.linde-gas.com/refrigerants).

- [7] Kettering CF. Biographical memoir of Thomas Midgley, Jr., 1889-1944. National academy of sciences of the United States of America, biographical memoirs, vol. XXIV. Eleventh Memoire; 1947. p. 359e80. Presented to the Academy, Annual Meeting.
- [8] Infographic. Driving natural alternative refrigerant solutions. Fridgehub: SMPR (Simply Marcomms Ltd); 2018. <http://news.cision.com/simply-marcomms/r/infographic.driving-natural-alternative-refrigerant-solutions,c9451968>.
- [9] Passet R. Š q Ò q & [ } et le vřvařt. Payot; 1979 (in French).
- [10] Sustainable development, Wikimedia commons; 2006.  
[https://en.wikipedia.org/wiki/Sustainable\\_development](https://en.wikipedia.org/wiki/Sustainable_development).
- [11] Ô ŒŠ T ŒÔ í Ê Á ŒÁ V | æ} ^ Á Ú [ | c ~ [ | ã [ Ê

Ù c [ | æ\* ^ Ê + Á æ} å Á %oQ & ^ Á Ó æ} \ Á Ò} ^ | \*  
c æ} <http://www.calmac.com/thermal-energy-storage>.

## **BAB 3. KARAKTERISTIK SUMBER ENERGI SUHU RENDAH UNTUK POMPA PANAS**

### **3.1. Penggunaan Udara Ambien Dalam Pengkondisian Ruang**

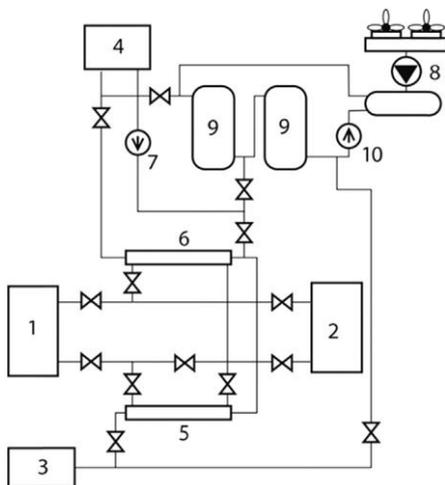
Meskipun udara ambien adalah yang paling tersedia dari semua kemungkinan sumber panas berpotensi rendah, potensi suhunya tidak cukup tinggi untuk memungkinkan penggunaannya sebagai sumber panas untuk pompa panas di musim dingin. Koefisien kinerja (COP) lebih rendah daripada sistem efektif alternatif saat suhu udara sekitar lebih rendah dari -3 hingga -5 C<sup>[1-3]</sup>. Perbandingan yang sesuai dari pompa panas pemanas air yang memiliki rumah ketel konvensional dan ketel kondensasi (lihat Bab 1) ditunjukkan pada Referensi [4]. Hal ini juga menunjukkan bahwa, ketika membandingkan pompa kalor dengan rumah ketel konvensional, suhu batas yang sangat rendah (10 sampai 15 C)

hanya mungkin untuk sistem pemanas lantai berseri suhu rendah. Suhu udara ambien kritis untuk pompa kalor mengambil nilai 0 -10 C untuk suhu rendah dan 2 - 7 C untuk sistem pemanas radiator konvensional.

Kesimpulan penting dari Referensi [5] adalah bahwa hanya iklim subtropis yang dianggap cocok untuk aplikasi pompa panas yang efektif menggunakan udara ambien dalam sistem pemanas tanpa memerlukan sumber energi tambahan. Berbagai jenis pompa panas tipe split terbalik yang beroperasi untuk pendinginan di musim panas dan untuk pemanasan di musim dingin adalah solusi teknis paling sederhana dalam kasus ini.

Selain itu, di musim panas potensi suhu udara ambien relatif tinggi dan harus digunakan untuk sistem air panas dalam banyak kasus. Misalnya, seringkali rumah ketel tidak beroperasi di musim panas, yang menyebabkan masalah

pasokan air panas. Masalah-masalah ini dapat diatasi dengan menggunakan pompa panas "air-udara" yang dipasang di fasilitas di mana air panas biasanya disediakan (Gambar 3.1). Selain peralatan konvensional dari instalasi pemanas (item 1-7), sistem ini mencakup pompa kalor 8, yang kondensornya memanaskan air yang kemudian disirkulasikan oleh pompa 10, yang terletak di antara kondensor dan tangki penampung 9.



Gambar 3.1 Skema diagram aliran sistem pemanas dengan Pompa panas "air-air": 1, jaringan panas; 2, sistem pemanas; 3, pipa air dingin; 4, sistem pasokan

air panas; 5,6, pemanas air tahap pertama dan kedua; 7, pompa sirkulasi; 8, pompa panas "udara-air"; 9, tangki penyimpanan panas - akumulator air panas; 10, pompa umpan kondensor.

Potensi panas udara ambien dapat digunakan secara lebih efektif dalam pompa kalor jika sumber panas selain ambien udara juga digunakan. Misalnya, penerima udara ambien dapat dibuat di penukar panas (HX) yang ditempatkan di atap rumah. Panas dari HX ditransfer melalui glikol yang bersirkulasi antara HX dan evaporator pompa kalor. Intensitas perpindahan panas meningkat dari udara ke glikol di bawah pengaruh angin; Selain itu, HX menerima energi radiasi matahari yang membuat pengoperasian pompa kalor menjadi lebih efektif.

Panas udara ambien untuk sistem pemanas dapat digunakan pada kondisi yang sesuai dengan menggabungkannya dengan panas ventilasi keluar dari gedung yang sama. Sebagai contoh,

pengalaman positif menggunakan sistem seperti itu diperoleh Ketika menerapkan sistem pemanas pompa panas untuk kantor 4 lantai di Kiev, Ukraina. Proyek tersebut menggunakan pompa panas off-the-shelf dari jenis "air-air" yang ditempatkan di ruang teknis khusus di lantai atas daripada di atap bangunan. Udara segar dikeluarkan dari poros pemasukan udara dengan unit penanganan udara, dipanaskan di dalamnya, dan dipaksa masuk ke ruangan yang dipanaskan. Udara balik mengalir melalui sistem ventilasi ke ruang teknis di mana pompa panas berada. Akibat pencampuran dengan udara ambien diharapkan suhu udara di input evaporator tidak lebih rendah dari 15 C selama musim terdingin. Pemanasan ruangan gedung dilakukan dengan alat pendingin udara yang disuplai dari luar, dihubungkan dengan pompa kalor dengan pipa suplai panas-dingin.

Kemungkinan nyata dari ekspansi kisaran suhu menggunakan pompa panas pengondisi ruang

terjadi dengan menggunakan udara sekitar ketika panas kristalisasi air digunakan untuk memanaskan sebelumnya udara; ini akan dibahas di bawah. Efektivitas dan penghematan penggunaan pompa panas pengondisian ruang dengan penggunaan udara ambien dan panas kristalisasi air meningkat sebagai hasil dari penggunaan tingkat daya listrik malam hari (jika tersedia) yang lebih rendah daripada tarif siang hari, memungkinkan biaya yang lebih mahal- penyimpanan es yang efektif untuk digunakan dalam sistem pendingin udara di musim panas.

### **3.2. Ventilasi Bangunan Dan Konstruksi Udara**

#### *3.2.1 Tempat Tinggal Dan Gedung Apartemen Bertingkat*

*H È G È F È F W % M à æ + Á U ã • c ^ { Á X ^ } c ã | æ*

Di tempat dengan iklim yang tidak sesuai dengan suhu lingkungan dalam kisaran 5-7 C untuk kinerja terbaik selama musim pemanasan, tidak mungkin memasang pompa panas udara ambien di

luar rak. Meskipun demikian, bahkan di musim dingin, sumber panas berpotensi rendah seperti pembuangan ventilasi dari industri dan perumahan termasuk dalam kisaran yang dapat diterima.

Rumah pribadi (atau rumah kecil) dan bangunan kolektif bertingkat di mana terdapat orang (misalnya, rumah apartemen, sekolah, universitas, rumah sakit, pusat kesehatan, pusat penitipan anak, kantor, dll.) Semuanya memerlukan ventilasi dengan tarif mulai dari 80% hingga 100% dari volume ruangan per jam. Faktanya, tingkat ventilasi bisa mencapai 300 - 400% di pusat bisnis.

Udara ventilasi di gedung modern dikeluarkan atau diserap oleh ventilator. Sistem ventilasi udara seperti itu tidak hanya memungkinkan penggunaan pompa panas, tetapi juga penukar panas sehingga aliran udara segar dapat dipanaskan langsung oleh aliran pembuangan. Jika suhu udara buangan mencapai 20 C, pompa kalor pada suhu tersebut akan

memiliki COP antara 3 dan 4. Di rumah yang lebih tua, sistem ini tidak dapat digunakan secara efektif kecuali jika memiliki saluran ventilasi masuk dan keluar yang terpisah. Pompa panas sebagian besar digunakan untuk suplai air panas dan untuk memanaskan udara segar dingin.

Penggunaan pompa panas yang paling ekonomis adalah pendinginan setelah udara dalam penukar panas, yang beroperasi berdasarkan prinsip termosifon, penukar panas konvensional, atau pemanas tipe regeneratif Ljungstrom dengan ruang pengumpul panas logam, diputar dalam kontak dengan udara hangat dan dingin secara berurutan. Udara buangan pertama-tama didinginkan di heat exchanger dan kemudian di evaporator pompa panas. Udara segar pertama-tama dipanaskan di heat exchanger dan kemudian diarahkan ke kondensor pompa kalor. Secara umum diasumsikan bahwa untuk setiap bangunan, kebutuhan energi spesifik untuk perpindahan panas

ventilasi kurang dari  $0,3 \text{ W} / (\text{m}^3\text{K})$  yang sesuai dengan tingkat sirkulasi 70-90%. Pompa kalor harus memiliki sistem pencairan yang mulai beroperasi saat suhu sekitar sekitar 3-5 C.

Perakitan pompa kalor di hunian pribadi dapat ditempatkan di bawah atap dengan pertimbangan bahwa ukuran pompa kalor kecil. Perlindungan kebisingan harus disediakan. Untuk tujuan ini, pompa kalor harus ditempatkan di lantai tambahan yang terdiri dari kayu berlapis ganda dengan isolasi pelindung kebisingan di antara keduanya. Dimensi lantai tambahan harus 2-4 kali lebih besar dari area tapak pompa kalor. Peralatan pompa kalor untuk rumah dapat dipasang di garasi atau ruang bawah tanah juga, sehingga memberikan perlindungan dari getaran dan kebisingan. Saat mendinginkan udara, beberapa kondensat terbentuk karena kelembapan udara, dan perlu dikumpulkan dan dikeluarkan dari gedung atau ke tangki penampungan khusus.

Pemanasan pompa panas pada gedung apartemen bertingkat yang menggunakan udara membutuhkan sumber panas tambahan konvensional yang harus didesentralisasi. Pompa panas dapat mendinginkan dan melembabkan udara di musim panas.

Ketika memilih pompa kalor dari tipe "udara-udara", seseorang harus memperhatikan untuk meminimalkan suplai daya listrik ke ventilator dan untuk mengatasi hambatan saluran udara aerodinamis. Direkomendasikan untuk menjaga total biaya listrik di bawah 1 W / m / jam udara. Kecepatan udara di penukar panas tidak boleh melebihi 2,5 m / s. Kontrol kecepatan menjadi lebih mudah dengan memasang dua kompresor.

Rakitan pompa kalor harus ditempatkan di area yang berdekatan dengan gedung bertingkat atau di ruang bawah tanah, dengan mengambil tindakan untuk menurunkan getaran dan kebisingan. Saluran udara harus dihubungkan

dengan elemen pompa panas yang fleksibel. Kondensat harus masuk ke sistem saluran pembuangan. Pembuangan udara panas ke dalam ruangan harus dilakukan di dekat dinding luar ruang utama atau melalui lubang di lantai atau membuat lantai dari bahan termo-porous yang dapat mengalirkan udara hangat melalui dirinya sendiri. Semua saluran udara harus diisolasi secara efektif. Ketika saluran udara melewati ruangan yang tidak dipanaskan, insulasi harus setebal tidak kurang dari 50 mm, dan melalui ruangan yang dipanaskan, tebal sekitar 2 - 3 mm. Saluran udara penyerap untuk pengumpulan udara buangan harus ditempatkan di dapur, toilet, dan kamar mandi. Mereka tidak boleh berada di dekat pintu kamar yang tidak berpemanas. Pemanas tambahan (umumnya pemanas listrik) ditempatkan di setiap ruangan yang dipanaskan. Mereka tidak dapat ditempatkan di bawah saluran udara buang.

## 2.3.2 Ventilasi Udara

Saluran udara tidak selalu dapat dipasang di rumah yang ada dan baru, itulah sebabnya air sering digunakan untuk mendistribusikan energi panas di kamar. Pada bangunan yang memiliki ventilasi mekanis, udara diambil dari ruangan tertentu seperti dapur dan kamar mandi dan diarahkan ke evaporator pompa kalor. Air yang dipanaskan dalam kondensator pompa panas dialirkan ke pemanas dan suhunya tidak boleh lebih tinggi dari 50 C untuk mempertahankan COP yang tinggi. Temperatur pembawa panas yang rendah memerlukan peningkatan luas permukaan perpindahan panas, itulah sebabnya menanamkan penukar panas di dalam lantai adalah solusi terbaik di gedung baru. Pada yang lama, perlu memasang insulasi termal tambahan di dinding dan mengganti jendela sehingga radiator yang ada dapat disimpan tanpa menambah luas permukaan pertukaran panasnya.

Daya pompa panas dipilih tergantung pada

konsumsi udara ventilasi yang dihitung untuk ventilasi 70 - 80% dari volume ruangan per jam, dan selama cuaca sangat dingin, pemanas tahan-listrik konvensional dihidupkan di dalam ruangan atau ketel terpusat diaktifkan. Di gedung bertingkat umum, penggunaan ventilasi udara dimungkinkan jika ada saluran ventilasi, namun, di banyak gedung tua saluran tersebut tidak tersedia.

Penting untuk dicatat bahwa penggunaan udara ventilasi tidak diinginkan dalam kasus di mana bangunan tidak sepenuhnya dihuni karena suhu udara ventilasi tidak mencukupi dan akan turun di bawah nilai minimum yang disarankan, biasanya 15 C. Jika cuaca dingin, sumber energi alternatif tambahan, biasanya pemanas resistansi listrik langsung, digunakan dengan cara yang sama seperti di tempat tinggal pribadi. Termostat harus dipasang untuk pemanas listrik. Penggunaan pompa kalor secara maksimal merupakan prioritas pengendalian suhu di dalam ruangan. Eksperimen

menunjukkan bahwa penggunaan pompa kalor ventilasi-udara dapat menurunkan konsumsi energi listrik hingga 40% dibandingkan dengan pemanasan langsung.[6].

### *3.2.2 Konstruksi Bawah Tanah*

Variasi panas potensial yang signifikan, ketidakteraturan operasional, dan jarak dari calon konsumen panas dapat mencegah penggunaan ventilasi udara secara efektif. Namun demikian, tidak ada kerugian untuk pembuangan ventilasi dari objek bawah tanah tertentu, misalnya, kereta bawah tanah, kereta api metropolitan, dan tambang batu bara. Karena inersia termal yang tinggi dari benda-benda ini, suhu pembuangan ventilasi tidak lebih rendah dari 12 - 16 C bahkan di musim terdingin, yang menjamin COP pompa panas tinggi dan daya saing ekonomi. Perkeretaapian dan tambang metropolitan menggunakan energi panas eksternal untuk kebutuhan mereka sendiri dan dengan demikian merupakan konsumen dari panas limbah

ventilasi bekas. Efektivitas penggunaan pompa panas di kereta api metropolitan, misalnya,<sup>[7]</sup>. Uji coba menunjukkan bahwa dalam kondisi metropolitan COP dari pompa panas ambient-air off-the-shelf secara signifikan lebih tinggi dari nilai bersertifikat 3,1 dan mencapai 4,9 dalam mode pemanas udara. Karakteristik teknis utama dari kasus dasar pasokan panas dan sistem pompa panas untuk Sistem Kiev diberikan Tabel 3.1.

Tabel 3.1 Karakteristik teknis casing dasar dan sistem pompa kalor dari suplai panas.

Barang	Unit	Nilai		
		Mendasarkan kasus	Sistem pompa panas	
			Dihitung	Sebenarnya
Suhu pemanasan yang dihitung	C	21	21	21
Kapasitas panas rata-rata pemanas ruangan	kW	26.2	26.2	26.2

Periode pemanasan tahunan	h	4500	4500	4500
Konsumsi panas tahunan	GJ	424.4	424.4	424.4
Kapasitas pendinginan pompa panas	kW	-	21.6	21.6
Tenaga listrik untuk pendingin aula pembangkit tenaga listrik sistem dan ruang pemanas berlayanan	kW	30.4	5.6	5.35
Periode pendinginan aula pembangkit tenaga listrik tahunan	h	6935	6935	6935
Konsumsi listrik tahunan	MWh	210.82	38.84	37.10
COP	-	-	5.4 / 4.7 <sup>a</sup>	5.6 / 4.9 <sup>a</sup>

a ) Nilai yang lebih rendah termasuk listrik yang digunakan untuk menggerakkan ventilator aksial tambahan.

Lebih lanjut, perlu dicatat bahwa, karena pompa kalor dapat dioperasikan dalam mode

pemanasan dan pendinginan, penggunaan pompa kalor dalam sistem metropolitan ventilasi panas memungkinkan penggabungan fungsi sistem pemanas, ventilasi, dan AC secara terpisah menjadi satu. sistem pompa panas. Dengan demikian, mereka dapat mendinginkan udara ventilasi dalam periode hangat yang meningkatkan kondisi kerja staf serta kinerja pompa panas teknis dan ekonomis secara umum.

Situasi yang sama menggunakan panas dari aliran pembuangan ventilasi terjadi di tambang batu bara. Sebuah sistem yang mengurangi biaya energi untuk udara perlakuan panas yang masuk ke tambang selama hampir sepanjang tahun (baik untuk pemanasan di musim dingin dan pendinginan di musim panas) diusulkan dalam Referensi [7]. Karena potensi panas yang lebih tinggi dari udara ventilasi saluran keluar tambang relatif terhadap udara sekitar, efisiensi energi dari penggunaan pompa panas siap pakai di bawah kondisi yang

dimaksud sangat meningkat pada karakteristik tersertifikasi mereka.

Oleh karena itu, dimungkinkan untuk mendapatkan 100% energi panas udara yang disiapkan dengan biaya energi listrik untuk penggerak kompresor yang tidak melebihi 20 - 22% di musim dingin dan 30 - 35% di musim panas. Jadi, bahkan jika ada boiler di tambang yang beroperasi menggunakan bahan bakar padatnya sendiri, penggunaan sistem pompa kalor tidak hanya memberikan penghematan energi tetapi juga keuntungan ekonomi.

### **3.3. Air Alami Sebagai Sumber Energi**

#### *3.3.1 Air Sumur*

Air sumur atau tanah lembab dapat menjadi sumber panas yang ideal untuk pompa kalor, tetapi keputusan tentang penggunaannya hanya dapat dibuat setelah penelitian hidrogeologi yang harus menjawab pertanyaan-pertanyaan berikut:

1. Berapa banyak sumur yang dibutuhkan

untuk memenuhi persyaratan pompa kalor?

2. Berapa tekanan yang perlu dikembangkan pompa untuk memaksa air masuk ke cakrawala bantalan air?
3. Apa sajakah karakteristik kimiawi air tanah?

Untuk menjawab pertanyaan pertama, seseorang harus memiliki informasi mengenai kecepatan aliran air yang dibutuhkan untuk pompa kalor. Laju aliran air  $G$  (dalam kg / jam) dapat ditentukan dengan persamaan:

$$G = \frac{1.1 \times 3600 Q_{HP}}{c_p \Delta t_w} \quad (3.1)$$

dimana  $Q_{HP}$  adalah tenaga panas pompa kalor, kW;  $c_p$  adalah kalor jenis air, kJ / (kg. K); 1.1 adalah faktor yang memperhitungkan kemungkinan penurunan output sumur;  $t_w$  adalah perbedaan temperatur air pada inlet dan outlet evaporator,

umumnya 5 C.

Tekanan pompa yang dibutuhkan tergantung pada porositas tanah dari dasar bantalan air (lihat Tabel 3.2). Ketika penetrasi air tanah tidak mencukupi, karena porositas atau permeabilitas yang rendah, konsumsi daya listrik pompa sumur akan sebanding dengan yang ada pada kompresor pompa panas, membuat sistem tidak layak untuk digunakan sebagai sumber panas.

Penting untuk membandingkan komposisi kimia air artesis dengan batas spesifikasi pabrikan untuk komponen pompa kalor. Kecuali jika kualitas air memenuhi kriteria tersebut, tidak mungkin menggunakan sumber air tersebut untuk pompa panas. Umumnya, sumur air dalam ( $> 700$  m) digunakan menurut metode ini dijelaskan dalam Referensi [5], dan digambarkan dalam Gambar 3.2. Air dipompa melalui sumur air 4, dibor ke bak bantalan air 3, dan dikirim ke evaporator pompa kalor 1.

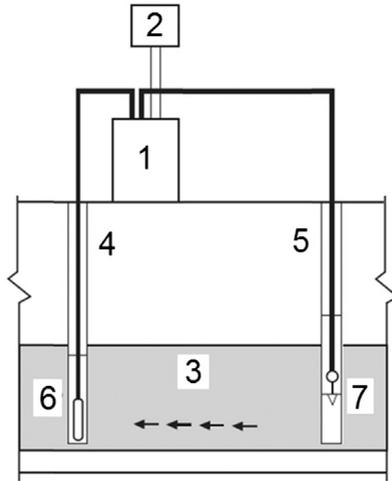
Tabel 2.2 Rentang Nilai Porositas Tanah.

Tanah	Porositas,%	Tanah	Porositas,%
Tanah liat	45 - 55	Batu pasir	5 - 30
Bagal	35 - 50	Batu gamping	1 - 20
Pasir	25 - 40	Serpah	0 - 10
Kerikil	25 - 40	Batu	<1

Air yang didinginkan dalam pompa panas evaporator dialirkan ke saluran bantalan air yang sama melalui sumur 5 dan periksa nilai 7. Dalam formasi, air bermigrasi ke arah sumur air 4 mengikuti gradien tekanan. Dalam perjalanannya dari sumur 5 ke sumur 4, air memulihkan suhunya sebagai hasil dari pertukaran panas dengan tanah yang hangat dan kembali dimasukkan ke dalam evaporator, menyelesaikan satu siklus. Tekanan yang dikembangkan oleh pompa 6 harus dihitung dengan mempertimbangkan tahanan hidrolik lubang sumur, jalur pipa dari sumur ke pompa kalor, evaporator

pompa kalor, dan formasi bantalan air.

Parameter efisiensi yang signifikan dari unit pompa kalor yang menggunakan kalor air tanah adalah jarak antara sumur produksi air dengan sumur pembuangan. Di satu sisi, jarak ini tidak boleh terlalu besar untuk menjaga ketahanan hidrolik dari alas bantalan air dapat dikelola. Di sisi lain, ada kemungkinan bahwa jarak kecil antar sumur tidak akan menyediakan waktu tinggal yang cukup dari air di dasar tanah untuk memulihkan suhu aslinya. Tabel 2.3 memberikan panduan dalam memilih jarak optimal antar sumur [5].



Gambar 3.2 Skema penggunaan air tanah: 1, pompa kalor; 2, sistem pemanas; 3, formasi bantalan air; 4, sumur produksi air; 5, pembuangan air dengan baik; 6, pompa sumur; 7, periksa katup.

Tabel 3.3 Konsumsi air ( $\text{m}^3 / \text{jam}$ ) untuk jarak optimal (m) antara sumur produksi dan pembuangan dengan porositas formasi bantalan air 20%.

Ketebalan bantalan pantalan air, m	Jumlah hari operasi per	Jarak optimal antar sumur, m									
		2.3	4.6	9.2	13.8	18.4	23	46	115	230	

	tahun									
3	100	35	48	69	85	99	111			
	140	39	54	77	94	110	122			
	210	44	61	88	109	127	144			
	280	50	68	100	124	145	125			
6	100	30	41	59	72	84	94			
	140	33	48	67	82	96	108			
	210	39	54	77	95	111	124			
	280	44	61	87	107	126	141			
9	100	26	37	53	63	74	82	117		
	140	30	43	59	73	85	94	136		
	210	36	50	70	85	99	110	157		
	280	41	57	81	97	113	126	178		
12	100	24	33	47	58	67	75	108		

	140	29	38	54	66	77	87	125		
	210	33	46	65	80	92	103	148		
	280	37	54	76	93	106	119	170		
15	100	22	31	44	54	62	68	94	155	217
	140	25	36	50	62	72	80	112	178	251
	210	30	42	60	75	86	94	133	212	301
	280	35	48	70	87	100	108	153	247	350
24	100	17	25	36	45	52	58	81	128	180
	140	21	30	42	52	60	67	94	151	208
	210	25	36	51	63	72	81	115	178	252
	280	29	42	60	74	85	95	136	206	296
30	100	17	23	33	40	47	52	73	116	165
	140	20	27	38	47	54	61	86	136	193
	210	24	32	46	56	65	73	105	162	230

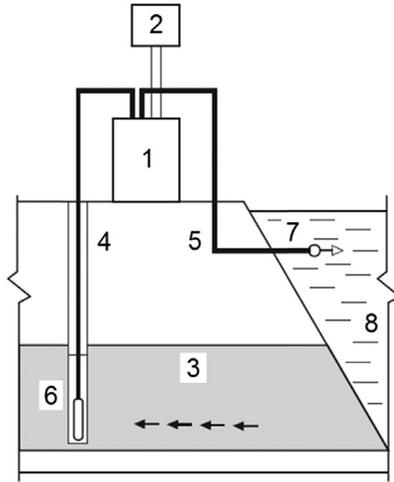
	280	28	37	53	66	76	85	123	187	268
--	-----	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----

Ini ditunjukkan dari Tabel 3.3 bahwa jarak antar sumur harus ditingkatkan dengan peningkatan konsumsi air. Tabel ini valid untuk tanah yang memiliki porositas sekitar 20%. Jika porositas 10%, jarak harus ditingkatkan 5%, dan ketika 30%, itu harus dikurangi 5%. Jika pergerakan air alami di dasar bantalan air terdeteksi selama uji hidrologi, sumur pembuangan harus ditempatkan pada jarak tidak kurang dari 5 m dari sumur air dan searah dengan pergerakan air<sup>[5]</sup>.

Sistem pemanfaatan panas tanah-air dapat disederhanakan<sup>[5]</sup> jika objek dengan pompa kalor terletak di dekat kolam dan tempat tidur bantalan air secara alami diberi makan dengan air dari kolam itu (Gambar 3.3).

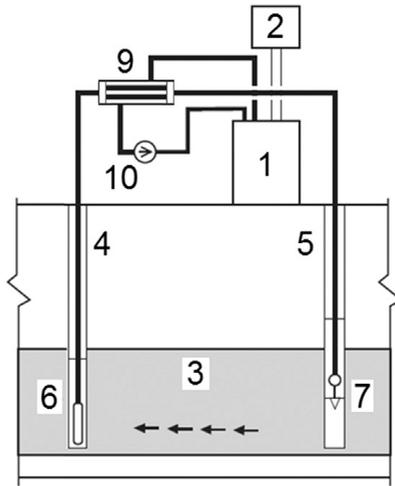
Sistem ini berbeda dari yang sebelumnya dengan fakta bahwa air yang didinginkan dialirkan ke dalam kolam daripada ke dasar bantalan air,

yang sebelumnya dihubungkan secara hidrolik dengan yang terakhir. Agar air dari tambak tidak menurunkan suhu tanah-air yang digunakan pada pompa kalor maka sumur 4 harus dibor dengan jarak dari garis pantai tambak sesuai dengan ketentuan. Tabel 3.3 mengingatkan kolam itu mirip dengan sumur penerima. Jika kualitas air tanah tidak memenuhi persyaratan pabrik pompa kalor dan dianggap agresif secara kimiawi, maka dalam kasus seperti skema ditunjukkan pada Gambar 3.4 dapat digunakan. Air tanah dengan sifat agresif didinginkan di heat exchanger 9, memindahkan panas ke glikol yang bersirkulasi di sirkuit antara heat exchanger 9 dan heat pump evaporator.



Gambar 3.3 Skema penggunaan air yang difiltrasi dari kolam: lihat Gambar 3.2 untuk istilah; 8, kolam.

Air tanah yang didinginkan dalam penukar panas dialirkan melalui sumur 5 ke dalam bak atau kolam penampung air yang dekat dengan tempat benda dengan pompa panas berada. Ketika air tanah dengan sifat agresif digunakan, efisiensi pompa kalor menurun dan diinginkan untuk memeriksa kemungkinan penggunaan sumber panas lainnya, khususnya panas tanah melalui alat penukar panas tanah.



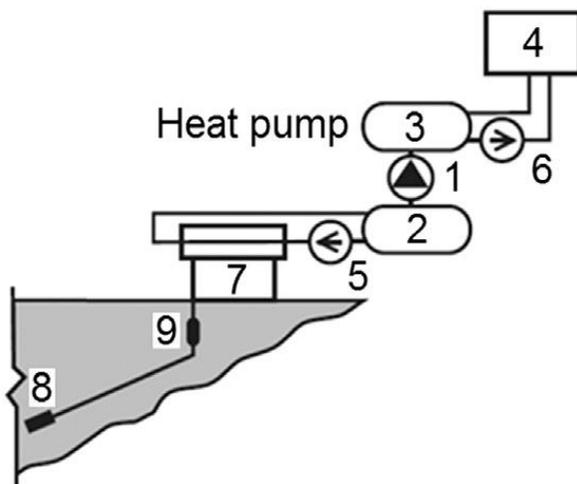
Gambar 3.4 Skema penggunaan air tanah dengan sifat agresif: lihat Gambar 3.2 untuk istilah; 9, penukar panas; 10, pompa sirkulasi glikol.

### 3.3.2 Air Kolam Terbuka

Saat membangun gedung di dekat kolam terbuka, kemungkinan muncul penggunaan energi termal dari kolam ini sebagai sumber panas potensial rendah di pompa panas.

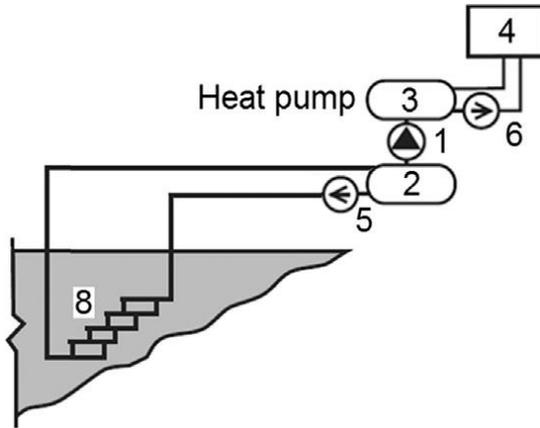
Kelayakan harus diperkirakan dengan memperhitungkan karakteristik fisik penukar panas. Ketika penukar panas umum digunakan, seseorang dapat menggunakan skema dengan sirkuit

langsung<sup>[5]</sup>, ditampilkan di Gambar 3.5. Dalam hal ini, air dari kolam diumpankan dengan pompa 9 yang terendam ke dalam penukar panas 7 dan dialirkan kembali ke dalam kolam. Dalam sirkuit antara yang diisi dengan glikol, panas dipindahkan dari penukar panas ke evaporator pompa panas 2.



Gambar 3.5 Skema penggunaan kolam terbuka dengan sirkuit antara: 1, kompresor pompa kalor; 2, evaporator; 3, kondensator; 4, sistem pemanas; 5,6, pompa sirkulasi; 7, panas penukar; 8, filter; 9, pompa terendam.





Gambar 3.7 Skema penggunaan kolam terbuka dengan penukar kalor ukuran besar dari pipa polietilen: 8 penukar kalor ukuran besar.

Untuk menentukan panjang pipa polietilen dapat menggunakan persamaan berikut [5]

$$L = C \Delta t^m \quad (3.2)$$

dimana L adalah panjang pipa polietilen yang diperlukan untuk mentransfer 1 kW aliran panas dari air kolam terbuka ke glikol yang bersirkulasi;  $t$  ( C ) adalah selisih antara suhu air di kolam dan suhu rata-rata glikol yang bersirkulasi di dalam pipa polietilen; dan C dan m adalah indeks koefisien dan

eksponensial, masing-masing: nilainya diberikan dalam Tabel 3.4.

Tabel 3.4 Nilai untuk C dan m in Persamaan. (3.2) untuk tiga diameter pipa [5].

Dex, mm	C				m			
	Skala besar gulungan		Kompak gulungan		Skala besar gulungan		Kompak gulungan	
	Musim panas	Musim dingin	Musim panas	Musim dingin	Musim panas	Musim dingin	Musim panas	Musim dingin
33	82	51	98	63	-0,78	-0,72	- 0,75	- 0,71
42	56	46	65	56	-0.64	-0,72	- 0,79	- 0,70
48	69	48	83	61	-0,72	-0,72	- 0,70	- 0.73

Catatan: Dex adalah diameter luar dari pipa polietilen.

Persamaan (3.2) valid jika cairan yang mengalir di dalam pipa turbulen, yaitu bilangan Reynolds,  $Re > 3000$ . Data yang disajikan valid jika

perpipaan polietilen ditempatkan di kolam dengan arus air, dan dapat digunakan baik untuk mengekstraksi panas dari kolam di musim dingin dan pembuangan panas yang diambil dari sistem AC ke kolam di musim panas.

### *3.3.3 Lapisan Permukaan Air Laut*

Lautan di dunia merupakan pengumpul radiasi matahari terbesar di mana perbedaan suhu terjadi antara air permukaan yang hangat dan lapisan yang lebih dingin dan lebih dalam. Perbedaan ini melebihi 20 C pada kedalaman air lebih dari satu kilometer di hamparan luas samudra Pasifik, Atlantik, dan Hindia; Lihat Gambar 3.8. Dengan demikian, terdapat pasokan energi panas laut secara terus menerus yang secara teoritis dapat diubah menjadi jenis energi lain.

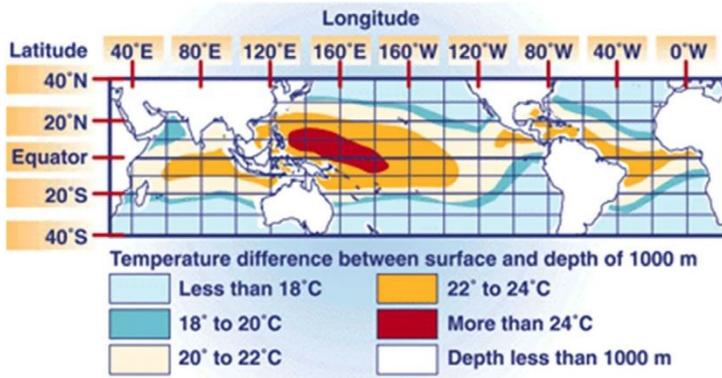
Penelitian telah menunjukkan kemungkinan untuk menggunakan skema seperti itu dalam kondisi garis lintang tropis, di mana perbedaan suhu antara lapisan permukaan dan perairan pada kedalaman

1000 m | ^ à ã @Á å æ! ã Á G I Ô Á å æ} Á à ^ ! ~ à a

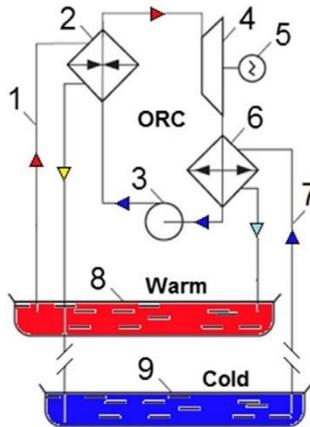
dari musim ke musim. Gambar 3.9 menunjukkan skema tipikal untuk pembangkit listrik Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC). Akan tetapi, penggunaan komersial dari sistem ini belum tercapai karena: (1) biaya investasi modal yang sangat tinggi karena kondisi layanan yang sulit di laut terbuka dan transfer energi ke daratan; (2) ukuran besar penukar panas yang dibutuhkan untuk menghasilkan daya yang berarti; dan (3) perlunya memerangi pertumbuhan berlebih biologis dari permukaan penukar panas, sebagai akibatnya 50% dari daya kotor dapat dihabiskan hanya untuk mengatasi gesekan cairan dalam jaringan pipa dan penukar panas.

Cairan kerja organik yang memiliki titik didih suhu rendah, misalnya refrigeran (ORC) dan bahkan air (pada ruang hampa), dapat digunakan untuk menjalankan siklus daya. Jika air digunakan, titik didihnya harus diturunkan ke suhu air permukaan

sebesar menciptakan vakum parsial, yaitu sistem vakum- abu. Sistem terbuka di mana air permukaan hangat digunakan sebagai fluida kerja didasarkan pada prinsip ini. Secara teoritis, sistem konversi energi jenis OTEC dapat digunakan tidak hanya untuk menghasilkan energi listrik tetapi juga untuk mendapatkan air desalinasi



Gambar 3.8 Perbedaan suhu antara permukaan laut dan kedalaman 1000 m [OTEC, Wikipedia; Area publik].



Gambar 3.9 Skema perubahan energi panas laut menjadi tenaga listrik menggunakan fluida kerja organik dalam siklus tertutup: 1, umpan air hangat; 2, evaporator; 3, pompa sirkulasi; 4, turbin; 5, generator; 6, kondensor; 7, pakan air dingin; 8, permukaan laut; 9, kedalaman laut.

Transisi dari rancangan penelitian eksperimental ke penerimaan industri yang luas merupakan tantangan karena konsekuensi biologis umum dari peningkatan kuantitas air yang diperkaya dengan senyawa biogenik hingga lapisan laut yang hangat tidak diketahui. Tetapi ide ilmiah dan teknis ini telah menarik perhatian para ilmuwan, insinyur, dan lembaga pendanaan, seperti Departemen

Energi AS, karena tidak ada kendala termodinamika teoretis untuk keberhasilan pengoperasian sistem semacam itu, kecuali untuk efisiensi siklus Carnot yang membatasi hal tersebut. Sistem ke efisiensi termal yang sangat rendah. Selain itu, ada banyak kesulitan praktis serius yang harus diatasi yang merupakan subjek dari beberapa penelitian dan demonstrasi yang sedang berlangsung.

### **3.4. Air Industri Sebagai Sumber Energi Untuk Pompa Panas**

#### *3.4.1 Pembuangan Air Pendingin Dari Pembangkit Listrik Termal*

Terlepas dari kecenderungan modern untuk desentralisasi sumber pasokan energi, banyak konsumen di kota besar tetap berada dalam jangkauan pembangkit listrik pusat. Produksi tenaga listrik dan energi panas secara simultan memiliki keuntungan yang telah terbukti terkait dengan efisiensi penggunaan bahan bakar. Itu adalah motivasi untuk sistem suplai panas yang

membenarkan keberadaan mereka yang berkelanjutan; cara untuk lebih meningkatkan kinerja mereka sudah tepat. Ketika memodernisasi mereka secara teknis, yang pertama harus mempertimbangkan kerugian terbesar dari energi panas potensial rendah dalam (1) sistem air pendingin dari stasiun pembangkit listrik dan panas gabungan (CHPS), stasiun listrik termal (TES) dan pembangkit listrik tenaga nuklir (NPS), serta kehilangan panas yang besar di (2) jaringan pipa distribusi panas [8].

Kerugian pertama (1) sangat mempengaruhi pencemaran panas lingkungan yang dapat berkontribusi pada perubahan iklim global. Jika konsumsi energi meningkat, efek ini dapat menyebabkan situasi berbahaya dalam waktu dekat menurut para ahli<sup>[8]</sup>. Penggunaan pompa kalor yang memanfaatkan limbah panas pembangkit listrik dapat mengatasi masalah ini. Dalam sistem pasokan panas tradisional, sejumlah bahan bakar

primer digunakan untuk menghasilkan jumlah energi yang dibutuhkan untuk kebutuhan pemanasan. Dalam pompa panas, sebagian besar energi panas yang berguna, 70e80%, dihasilkan oleh energi panas lingkungan potensial rendah.

Pompa panas (Gambar 3.10 A) menerapkan siklus termodinamika terbalik menggunakan fluida kerja dengan titik didih rendah yang menangkap energi panas potensial rendah dari sistem pendingin air TES, NPS dan operasi industri, dan meningkatkan potensinya hingga ke tingkat yang dibutuhkan untuk sistem suplai panas . Dalam melakukannya, mereka menggunakan lebih sedikit energi primer dibandingkan dengan pembakaran langsung bahan bakar. Diagram aliran energi untuk skema seperti itu ditunjukkan pada Gambar 3.10 B.

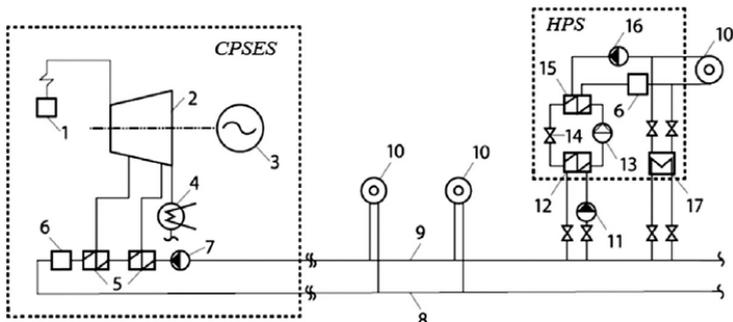
Unit pompa panas dapat digunakan sebagai pengganti menara pendingin. Selain menggunakan limbah panas berpotensi rendah, hal ini memungkinkan penurunan tekanan turbin

ditingkatkan, sehingga meningkatkan produksi tenaga listrik, mengurangi kehilangan energi air pendingin, dan mengurangi daya sirkulasi pompa, sekaligus memungkinkan penyetelan vakum kondensor dan suhu air pendingin yang optimal.

Perhitungan efisiensi untuk pompa kalor<sup>[8]</sup> yang dipasang sebagai pengganti menara pendingin menunjukkan bahwa biaya tambahan kecil. Selain itu, ada penghematan bahan bakar dan penggunaan panas yang sebelumnya telah hilang. Singkatnya, penghematan bahan bakar di CHPS dapat dicapai dengan dua cara:

1. Penggunaan langsung air pendingin industri dari CHPS sebagai sumber panas potensial rendah untuk pompa panas; dan
2. Penggunaan air pendingin pembangkit listrik daur ulang yang kembali ke CHPS sebagai heat sink potensial rendah untuk kondensor, menurunkan suhunya sebesar 20 - 25 °C.

Cara pertama digunakan saat HPU ditempatkan di dekat CHPS, dan yang kedua saat HPU berada di dekat pengguna panas.



Gambar 3.10 Skema untuk (A) unit pompa kalor (HPU) di CHPS dan (B) diagram aliran energi yang menunjukkan penghematan energi: 1, boiler; 2, turbin uap; 3, kompresor; 4, kondensor; 5, evaporator; 6, pompa; 7, konsumen panas; 8, pemanas air / kondensor turbin.

### 3.4.2 Air Pemanas Distrik Daur Ulang Menggunakan Uap Ekstraksi Dari Pembangkit Listrik Termal

Salah satu cara untuk memperbaiki sistem pemanas adalah dengan menggunakan sistem gabungan yang meliputi steam ekstraksi central power station (CPSES) dan stasiun pompa kalor

yang menggunakan steam tersebut<sup>[9]</sup>. Diagram skema dari sistem seperti itu ditunjukkan pada Gambar 3.11.

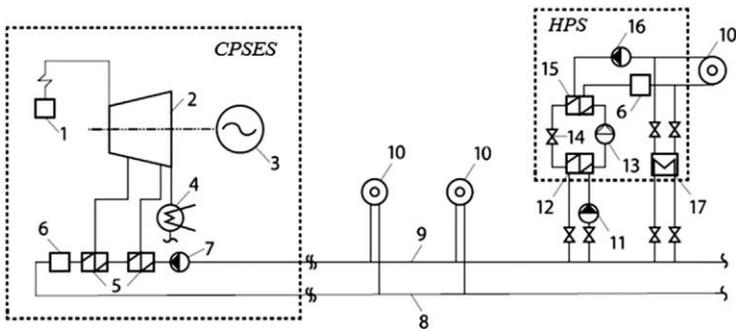
Untuk memasok panas ke gedung-gedung yang tidak dapat dihubungkan ke jaringan distrik pemanas yang ada, stasiun pompa panas (HPS) dengan unit pompa panas (HPU) dan boiler beban puncak dibangun. Sebagian air jaringan daur ulang diambil oleh pompa 11 dan diumpankan ke evaporator 12 HPU untuk didinginkan. Air jaringan dari sistem pemasok panas lokal dipanaskan dalam kondensator HPU 15 dan boiler beban puncak 6, dan diumpankan ke pengguna pada musim pemanasan. Untuk menutupi beban pasokan air panas di musim panas ketika kehilangan air jaringan CPSES sangat berkurang, pemanas (17) dinyalakan yang menyediakan tambahan beban panas untuk CPSES.

Keuntungan dari skema semacam itu adalah:

- Kemungkinan untuk memasukkan pengguna

tambahan tanpa mengganggu operasi hidrolik dari jaringan panas;

- Penurunan suhu air jaringan daur ulang yang mengakibatkan peningkatan beban panas pemanas jaringan CPSES dan tambahan produksi energi listrik;
- Penurunan jumlah bahan bakar yang terbakar untuk suplai panas dari beban baru;
- Pengurangan kehilangan panas ketika air jaringan diangkut di jaringan pipa utama.



Gambar 3.11 Diagram skematis dari sistem gabungan suplai panas distrik terpusat: 1, ketel; 2, turbin uap; 3, generator listrik; 4, kondensator; 5, pemanas jaringan; 6, boiler beban puncak; 7,16, pompa jaringan; 8,9, jalur utama pakan dan air

jaringan daur ulang; 10, konsumen; 11, pompa; 12, evaporator; 13, kompresor; 14, katup; 15, kondensor; 17, pemanas sistem pasokan air panas.

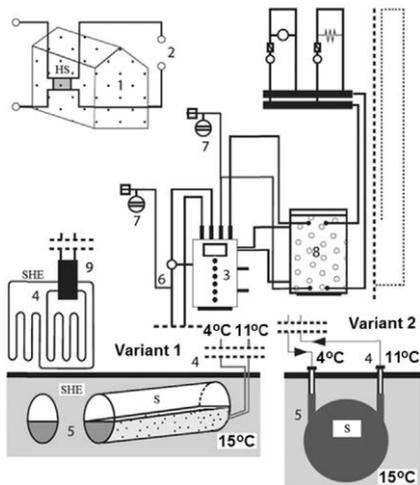
Efisiensi dari skema gabungan dievaluasi di Referensi [9] menggunakan contoh pasokan panas dari wilayah kota baru dengan beban panas sebesar 10 MWt. Temperatur di jalur suplai / balik jaringan CPSES adalah 110/70 C, dan sistem lokal adalah 95/70 C. Pendinginan air jaringan di evaporator diambil sebagai 15 C. Perhitungan menunjukkan bahwa COP HPU berkisar antara 5,5 - 8,31 karena suhu air jaringan yang tinggi (38-70 C) dan peningkatan daya listrik CPSES sebesar 2,1-2,3 MW. Pertumbuhan ini 2-3 kali lebih besar dari daya kompresor HPU.

### *3.4.3 Saluran Pembuangan*

#### *3.4.3.1 Air Selokan*

Saluran pembuangan limbah dianggap sebagai sumber panas potensial rendah yang

hampir ideal untuk pompa panas. Pemanfaatan panas tersebut bisa jauh lebih efektif daripada penggunaan panas tanah karena suhu air limbah yang tinggi selama periode pemanasan, daya panas yang tinggi, dan panas yang baik serta karakteristik fisik yang baik. Penggunaan langsung panas saluran pembuangan dengan alat penukar panas tanpa mereka ditempatkan di dalam aliran atau di bejana saluran pembuangan cairan adalah kepentingan praktis.



Gambar. 3.12 Diagram alir skematis dari sistem suplai panas pompa panas menggunakan panas saluran pembuangan: 1, beban panas; 2, cadangan pasokan panas tradisional; 3, pompa panas; 4, sirkulasi kumparan penukar panas; 5, penukar panas kolektor; 6, pompa sirkulasi; 7, tangki overflow; 8, tangki penyangga air panas; 9, distributor; HS, sistem pemanas; DIA, penukar panas tanah; S, selokan.

Efisiensi teknis dan ekonomi dari solusi yang berkaitan dengan pasokan panas pompa kalor untuk beban infrastruktur kota dievaluasi dalam Referensi [10]. Pompa panas komersial efisiensi tinggi dari mode air-air digunakan untuk analisis. Dua varian dipertimbangkan untuk menemukan penukar panas untuk mengekstraksi panas dari saluran pembuangan (Gambar 3.12), yaitu:

Varian 1: penukar panas tanah tabung-melingkar yang terbuat dari pipa polimer yang langsung dipasang ke bagian bawah saluran pembuangan beton dengan aliran sendiri;

dibentuk dengan selubung logam di sekeliling pipa logam dari saluran pembuangan diameter 1 m.

Suhu fluida di saluran pembuangan diambil sebagai 15 C; suhu saluran masuk ke penukar panas saluran pembuangan adalah 4 C dan suhu keluaran 11 C yang juga berada di saluran masuk evaporator.

Penyelidikan yang dilakukan sesuai dengan kondisi yang diberikan menyimpulkan bahwa penggunaan pompa panas di sistem pemanfaatan panas limbah saluran pembuangan limbah adalah salah satu yang paling metode penghematan energi yang menjanjikan. Selain itu, penting untuk dicatat bahwa efisiensi sistem ini sangat bergantung pada intensitas perpindahan panas saat menggunakan panas dari drain heat berpotensi rendah. Dalam penukar panas kompak dengan pengumpul kepala logam, intensitas perpindahan panas jauh lebih besar daripada di penukar panas tanah tabung-

melingkar yang terbuat dari pipa polimer yang dilengkapi dengan saluran pembuangan beton tanpa kepala.

#### *3.4.3.2 Saluran Pembuangan Bangunan Murni Konvensional*

Saluran pembuangan bangunan, yang suhunya bisa mencapai 32 C, dapat digunakan sebagai sumber panas yang lebih rendah untuk pompa panas lokal, jika ada sistem pasokan air panas. Untuk tujuan ini penukar panas khusus, yang beroperasi bersama dengan pompa panas dalam sistem pasokan air panas bangunan tempat tinggal, dapat ditempatkan di ruang bawah tanah. Desain penukar panas tidak boleh menghalangi atau mencegah pergerakan alami limbah cair di pipa saluran pembuangan. Solusi yang mungkin adalah di sekitar selubung pipa saluran pembuangan dan dimasukkan ke dalam ruang yang terbentuk di antara pipa pembawa panas dari evaporator pompa

panas. Efisiensi ekstraksi panas dalam penukar panas tidak tinggi, tetapi dapat ditingkatkan jika penggunaan dapat dibuat dari sistem drainase terpisah dari air hangat, yang disebut air limbah "murni secara konvensional" dari bak mandi, bak cuci dan dapur,

Sistem pasokan air panas dicirikan oleh fakta bahwa sebagian besar energi termal dari air panas hampir tidak pernah digunakan. Energi termal di saluran pembuangan tidak jauh lebih kecil dari jumlah panas yang dikeluarkan untuk persiapan air di sistem pasokan air panas. Dengan demikian, energi panas dari air murni konvensional dapat digunakan sebagai suplai panas untuk pompa panas.

Pada saat yang sama kita harus mencatat bahwa energi panas yang terbuang tidak cukup untuk menyediakan pemanas pada sebuah gedung. Itulah sebabnya jika pompa kalor yang menggunakan panas udara ambien digunakan

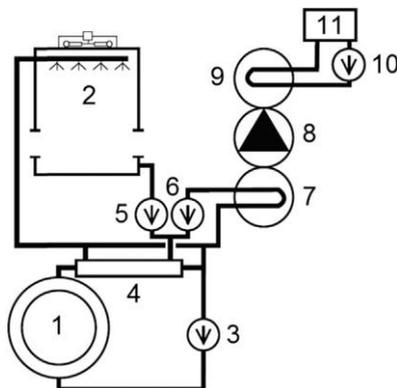
untuk memanaskan bangunan, air limbah murni konvensional dapat dikumpulkan dalam akumulator khusus (baik secara langsung maupun setelah menggunakan pompa kalor dalam sistem pasokan air panas) dan kristalisasi. Panas dari air ini dapat digunakan untuk pemanasan awal dari udara ambien di depan pompa kalor di musim dingin. Efisiensi varian pasokan panas gedung ini sangat meningkat bila tersedia tarif listrik malam yang lebih rendah.

#### *3.4.4 Panas Air Limbah Perusahaan Industri*

Limbah panas dari air di perusahaan industri dapat berasal dari berbagai sumber tetapi yang paling banyak digunakan adalah air pendingin dari stasiun pembangkit tenaga listrik dan teknologi. Dalam sistem pasokan air layanan tertutup, air ini masuk ke menara pendingin tempat limbah panas masuk ke udara sekitarnya. Sifat air limbah dicirikan oleh stabilitas relatif sehingga panas dari air tersebut dapat digunakan secara efektif dalam sistem pompa

panas pemasok panas (Gambar 3.13).

Air yang dipanaskan dalam peralatan teknologi 1 diumpukan oleh pompa 3 ke tangki perantara 4 di mana air dipompa oleh pompa 5 dan 6 ke menara pendingin 2 dan evaporator 7 dari pompa panas. Jika diperlukan untuk memberikan panas kepada pengguna 11, pompa kalor digunakan dan panas dari kondensor pompa kalor 9 mulai masuk ke sistem suplai dengan menggunakan pompa sirkulasi 10. Pada saat yang sama, beban menara pendingin dikurangi dan dalam beberapa kasus mungkin benar-benar dimatikan; maka panas teknologi akan digunakan sepenuhnya.



Gambar 3.13 Skema diagram aliran pompa panas yang beroperasi dengan peralatan teknologi membuang panas: 1, peralatan yang membutuhkan pendinginan (misalnya, kompresor udara); 2, menara pendingin air; 3, pompa sirkulasi loop pendingin air; 4, tangki perantara; 5, pompa menara pendingin; 6, pompa evaporator pompa panas; 7,8 dan 9, evaporator pompa panas, kompresor dan kondensor, masing-masing; 10, pompa kondensor sirkulasi; 11, sistem pasokan panas.

Sebagai hasil dari penggunaan lemari es yang luas baik dalam kehidupan rumah tangga maupun industri, muncul kemungkinan-kemungkinan baru untuk mendaur ulang energi panas, pompa tambahan tidak selalu diperlukan karena lemari es secara teknologi memiliki semua elemen pompa panas. Beberapa produsen menyediakan kondensor udara dan air yang dipasang secara seri untuk lemari es siap pakai yang memungkinkan penggunaan sebagian limbah panas untuk pasokan air panas sambil melayani kebutuhan pendinginan normal di dalam lemari es. Skema perangkat tersebut ditunjukkan di Gambar 3.14.

Ketika kompresor lemari es 1 beroperasi, dingin diproduksi yang digunakan dalam sistem suplai dingin. Pada saat yang sama lemari es yang bekerja, panas kondensasi fluida sebagian ditarik oleh pembawa panas antara yang bersirkulasi antara kondensor air 3 yang terpasang di dalam lemari es dan penukar panas 5 di mana air dari sistem air panas dipanaskan. Proses kondensasi fluida kerja selesai di kondensor udara. Air panas terakumulasi dalam tangki 9 tempat air dari pipa air WP diumpankan. Saringan air yang dipanaskan di pemanas air 7 oleh pembawa panas dari jaringan panas HN sebelum dimasukkan ke dalam sistem pasokan air panas. Sistem ini membutuhkan pasokan panas minimal dari sumber eksternal ketika suhu air di tangki 9 cukup tinggi; saat cuaca agak panas,



selalu dapat digunakan. Dengan demikian, sejumlah besar sistem dengan pengumpul panas tanah telah dipasang baru-baru ini, dengan investasi modal yang besar dilakukan untuk meningkatkan COP di bulan terdingin, Januari. Namun, tidak mudah untuk menangkap panas tanah dan bagian utama dari pengeluaran modal digunakan untuk membangun penukar panas tanah dan menghubungkannya ke sistem HPHS. Penukar panas tanah baik horizontal maupun vertikal dapat digunakan untuk menarik panas dari tanah.

### 3.5.1 Penukar Panas Dalam Tanah Horizontal

Penukar panas tanah horizontal dapat dimasukkan ke dalam parit pondasi atau parit di sekitar bangunan. Untuk menentukan dimensi parit atau parit dan panjang pipa umum seseorang harus mengetahui daya termal pompa kalor QHP dan COP yang dihitung, 4. [Catatan: 4 akan digunakan dalam persamaan untuk kesederhanaan.] Kemudian panjang pipa umum  $L_h$  dapat didefinisikan dengan persamaan:

$$L_h = \frac{10^3 Q_{HP}}{q_s} \left[ \frac{\phi - 1}{\phi} \right] \quad (3.3)$$

di mana  $q_s$  adalah aliran panas spesifik melalui 1 m pipa yang dimasukkan ke dalam tanah, W / m. Parameter  $q_s$  bergantung pada sejumlah faktor dan nilai tepatnya hanya dapat ditemukan secara eksperimental. Untuk perhitungan awal  $q_s$  dianggap 25 W / m, tetapi untuk tanah dengan konduktivitas panas yang berbeda, nilai ini dapat sangat bervariasi. Selain itu, nilai  $q_s$  ditandai dengan proses

ekstraksi panas yang tidak stabil dan menurun menjelang akhir periode pemanasan. Perpindahan panas dengan tanah dapat semakin memburuk dari tahun ke tahun terutama jika terjadi ketidakseimbangan kebutuhan panas dari musim panas ke musim dingin. Namun, panas transfer tidak akan menurun asalkan ada keseimbangan antara ekstraksi panas untuk pasokan panas di musim dingin dan penggantian panas di musim panas selama pengoperasian sistem pendingin udara.

Analisis yang mengarah pada persamaan empiris untuk memperkirakan aliran panas dari tanah ke penukar panas pipa horizontal, diberikan di bawah ini Persamaan. (3.4), dikembangkan di Ref. [5]:

$$q_s = (1.4\lambda - 0.5) \cdot \left( \frac{W_c}{W_w} + 1 \right) \cdot (t_s - t_c) \quad (3.4)$$

dimana  $\lambda$  adalah konduktivitas termal tanah, W / m C;  $W_c$  dan  $W_w$  adalah jumlah pendinginan dan pemanasan yang digunakan per tahun;  $t_s$  adalah suhu tanah dalam keadaan alami, C;  $t_c$  adalah

mean temperatur fluida yang mendinginkan tanah,  
C. Data tentang konduktivitas termal dari beberapa tanah diberikan di Tabel 3.5.

Pipa penukar panas horizontal diatur sedemikian rupa sehingga tidak ada gangguan termal dengan bidang suhu pipa yang berdekatan. Secara umum diasumsikan bahwa jika jarak antar pipa adalah 1 m, interferensi antara pipa yang berdekatan dapat diabaikan. Jika jarak pipa diambil 1 m, maka luasnya dalam meter persegi akan secara numerik sama dengan panjang pipa umum yang ditentukan oleh Persamaan. (3.3).

Sedangkan untuk diameter pipa penukar panas (tip. 27 - 34 mm), nilainya tidak secara praktis mempengaruhi nilai aliran panas tertentu  $q_s$  karena hanya sejumlah kecil diameter pipa polimer yang dipasang. Koefisien perpindahan panas dari dinding pipa ke aliran fluida mencukupi asalkan mode aliran fluida dalam pipa adalah turbulen dan transien. Mode transien diinginkan ketika pompa kalor

beroperasi secara berkala karena tanah entah bagaimana berhasil kembali ke keadaan suhu awal. Aliran turbulen penuh diperoleh dalam pipa polietilen pada  $Re > 3000$ . Nilai aliran fluida minimal yang sesuai diberikan dalam Tabel 2.6.

Jika aliran fluida dalam pipa melebihi minimum, diameter atau kapasitas luasan dari loop sirkulasi dipilih berdasarkan kepala hidrolis. Saat menggunakan pipa polietilen dengan diameter yang banyak digunakan, orang dapat merujuk ke kurva yang ditunjukkan di Gambar 3.15.

Menyadari kapasitas debit sirkulasi dan total aliran fluida di loop bawah dari sistem pompa kalor, seseorang dapat menentukan jumlah loop paralel dari pengumpul tanah. Aliran total fluida ditentukan oleh persamaan:

$$G_{sc} = \frac{3600 \cdot Q_{HP}}{c_p \cdot \rho_f \cdot \Delta t_{io}} \left( \frac{\varphi - 1}{\varphi} \right) \quad (3.5)$$

dimana  $Q_{HP}$  adalah tenaga panas pompa kalor, kW; 4 adalah COP;  $c_p$  adalah panas spesifik fluida yang bersirkulasi dalam loop, kJ / kg C;  $\rho_f$  adalah densitas fluida, kg / m<sup>3</sup>;  $t_{io}$  adalah selisih suhu fluida pada input dan output pengumpul tanah yang diambil sebesar 5 C, menurut data pada Referensi [5].

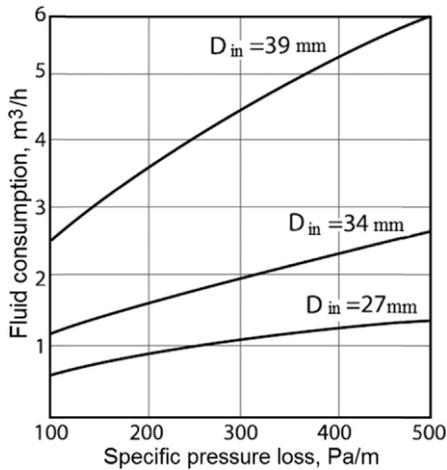
Tabel 3.5 Konduktivitas termal tanah dengan W/(m.°C)

Kepadatan tanah kering, t/ m <sup>3</sup>	Fraksi kelembaban	Pipa horizontal (H) dan vertikal (V)					
		Pasir		Tanah berpasir		Lempung dan tanah liat	
		H	V	H	V	H	V
1.4	0.35	-	-	3.81	3.89	3.32	3.40
	0.30	-	-	3.68	3.76	3.07	3.14
	0.25	4.03	4.12	3.32	3.39	2.82	2.88
	0.20	3.32	3.38	2.82	2.87	2.33	2.37
	0.15	2.93	2.99	2.32	2.37	1.84	1.88

	0.10	2.32	2.36	1.96	2.00	1.48	1.51
	0,05	1.57	1.61	1.35	1.37	0.97	0,99
1.6	0.30	-	-	3.98	4.02	3.56	3.63
	0.25	5.28	5.37	3.80	3.88	3.20	3.26
	0.20	4.53	4.62	3.42	3.49	2.81	2.87
	0.15	3.79	3.86	3.06	3.12	2.32	2.37
	0.10	3.05	3.11	3.41	3.47	1.84	1.87
	0,05	2.21	2.24	1.70	1.74	1.20	1.22
1.8	0.20	5.63	5.72	3.93	4.00	3.32	3.38
	0.15	4.78	4.84	3.54	3.60	2.96	2.99
	0.10	4.34	4.21	3.05	3.11	2.21	2.26
	0,05	3.04	3.09	2.1	2.12	1.47	1.50
2	0.10	5.73	5.82	3.66	3.72	2.69	2.74
	0,05	4.40	4.46	-	-	-	-

Tabel 3.6 Aliran fluida volumetrik minimum (m<sup>3</sup> / jam) untuk aliran turbulen air dan campuran glikol dalam pipa dengan diameter berbeda.

Cairan	Suhu, °C	Diameter dalam, mm		
		27	34	39
Etilen glikol 20%	-1	0.7	0.88	1.02
	+18	0,5	0.64	0.7
Propilen glikol 20%	-1	0.95	1.22	1.38
	+18	0.64	0.82	0.93
air	+18	0.32	0.39	0.45



Gambar 3.15 Nomogram untuk memperkirakan kapasitas luahan volumetrik loop sirkulasi.

Mengingat tanah dapat memiliki suhu lebih rendah dari 0 C dan evaporator akan selalu memiliki suhu Celcius negatif di musim dingin, cairan transfer panas menengah digunakan untuk ekstraksi panas dari tanah: cairan anti beku, misalnya etilen glikol dan propilen glikol. Yang pertama lebih sering digunakan, dan untuk suhu 5, 10 dan 15 C, konsentrasi air yang dibutuhkan masing-masing adalah 12, 20 dan 27,4%. Sifat termal dan fisik larutan air etilen glikol dan propilen glikol diberikan

Tabel 3.7.

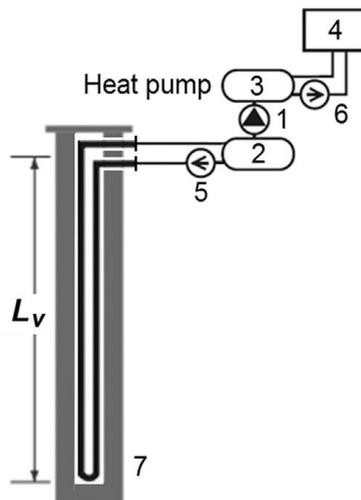
Tabel 3.7 Sifat larutan etilen glikol dan propilen glikol encer.

Konsentrasi, z, %	Massa jenis, kg / m <sup>3</sup>	Pembekuan suhu <i>t<sub>fr</sub></i> , °C	Kapasitas panas, c, kJ/(kg.°C)
Etilen glikol			
12.2	1015	· 5	3.98
19.8	1020	· 10	3.85
27.4	1035	· 15	3.73
35.0	1045	· 21	3.56
42.6	1055	· 29	3.43
Propilen glikol			
20	1021	· 7.5	4.06
30	1036	· 12.3	3.92

40	1043	· 20.5	3.74
----	------	--------	------

### 3.5.2 Penukar panas dalam tanah vertikal

Gambar 3.16 menggambarkan penukar panas tanah vertikal. Penukar panas ini merupakan penukar panas polietilen tabung-U yang dimasukkan ke dalam sumur. Pipa dihubungkan dengan evaporator pompa panas melalui loop umum tertutup di mana larutan glikol air bersirkulasi melalui pompa 5.



Gambar 3.16 Diagram skematis penukar panas tanah vertikal dalam pompa panas: 1, kompresor pompa panas; 2, evaporator pompa panas; 3, kondensor pompa panas; 4, sistem pemanas; 5, pompa sirkulasi; 6, pompa sistem pemanas; 7, penukar panas tanah vertikal.

Panjang penukar panas tanah vertikal umum  $L_v$  dapat diperkirakan dengan persamaan:

$$L_v = \frac{10^3 Q_{HP}}{q_w} \left[ \frac{\phi - 1}{\phi} \right] \quad (3.6)$$

dimana  $q_w$  adalah aliran panas spesifik untuk sumur 1 m, W / m;  $Q_{HP}$  adalah kapasitas pompa kalor, kW;  $\phi$  adalah COP dari pompa panas. Pembaca akan melihat bahwa persamaan ini identik dalam bentuk Persamaan. (3.3), kecuali jika diterapkan pada geometri yang berbeda: Persamaan. (3.3) ke pipa horizontal dan Persamaan. (3.6) ke pipa vertikal.

Untuk menentukan  $q_w$  dengan metode analitik sangat sulit karena perpindahan panas yang tidak stabil di tanah yang tidak homogen yang

bergantung pada banyak parameter spesifik lokasi. Dalam kasus seperti itu, untuk perhitungan awal diasumsikan nilai  $q_w$  50 W / m, tetapi itu harus ditentukan lebih tepat. Referensi [5] memberikan persamaan perkiraan berdasarkan analisis data aktual:

$$q_w = K(1.4\lambda - 0.5) \left( \frac{w_c}{w_w} + 1 \right) (t_s - t_c) \quad (3.7)$$

di mana semua simbol sama seperti di Persamaan. (3.4), dan K mengambil nilai  $K \frac{1}{4} 1$  jika satu pipa U-tube dimasukkan ke dalam sumur dan  $K \frac{1}{4} 1,28$  jika ada dua pipa. Persamaan (3.6) adalah sah jika ruang di dalam sumur antara pipa dan tanah diisi dengan bahan penghantar panas yang disiapkan khusus, yaitu bentonit.

Konduktivitas termal rata-rata tertimbang harus digunakan dalam Persamaan. (3.7) ketika sumur melewati lapisan tanah dengan nilai konduktivitas termal yang berbeda, dan itu diperkirakan dengan

persamaan:

$$\lambda = \frac{\sum \lambda_i \delta_i}{\sum \delta_i} \quad (3.8)$$

dimana  $\lambda_i$  adalah konduktivitas termal lapisan tanah ke- $i$  dan  $\delta_i$  adalah ketebalan lapisan tanah ke- $i$ .

Umumnya untuk proyek besar beberapa sumur dengan kedalaman 100 m digunakan. Untuk menghindari gangguan bidang suhu di sekitar sumur terpisah, jarak antara keduanya diambil tidak kurang dari 6 m. Jumlah sumur yang dibutuhkan ditentukan oleh panjang total heat exchanger tanah dibagi dengan kedalaman sumur.

Pipa polietilen dengan diameter pada kisaran 20e40 mm digunakan untuk sumur. Direkomendasikan agar diameter pipa dipilih sehingga kepala hidrolik sebuah sumur tidak melebihi 50 kPa. Jika head hidrolik sebuah sumur kurang dari 10 kPa, direkomendasikan untuk menghubungkan dua atau lebih sumur secara seri.

### **3.6. Penggunaan Sumber Panas Suhu Rendah Secara Optimal**

Saat menggunakan sumber panas suhu rendah di HPHS, ada beberapa ambiguitas dalam memilih kondisi operasi evaporator pompa panas. Dalam beberapa referensi, seseorang menemukan rekomendasi yang berkaitan dengan perbedaan suhu di saluran masuk dan keluar evaporator pompa panas, tergantung pada sifat sumber panas yang lebih rendah, tetapi saran ini diberikan tanpa alasan yang jelas. Kami menyajikan di sini teknik untuk memperkirakan perbedaan suhu yang disebutkan di atas yang mencirikan sifat berbagai jenis sumber panas suhu rendah.

#### *3.6.1 Kehilangan Energi Eksternal Spesifik Untuk HPHS Menggunakan Berbeda Sumber Energi*

Tingkat suhu fluida perpindahan panas yang mendinginkan sumber energi suhu rendah (misalnya, udara sekitar atau ventilasi, air, tanah) dalam evaporator mempengaruhi kondisi operasi

kompresor pompa panas dan penggerak (atau penggerak) dari sekelilingnya (misalnya, kipas angin atau pompa). Masalah muncul dalam memperkirakan tingkat optimal dari pendinginan ambien yang meminimalkan total kehilangan energi listrik spesifik untuk sistem HPHS. Situasi ini diperumit oleh fakta bahwa kehilangan energi berubah dalam arah yang berlawanan tergantung pada suhu pembawa panas di outlet evaporator pompa panas.

Efisiensi sistem pompa kalor biasanya diasumsikan diukur dengan pompa kalor COP. Tetapi untuk sistem yang kompleks, keseluruhan efisiensi operasi tidak hanya bergantung pada efisiensi pompa kalor itu sendiri, tetapi juga pada elemen sistem lainnya.

Dengan demikian, diinginkan untuk menggunakan karakteristik lain untuk menemukan efisiensi dari keseluruhan sistem. Oleh karena itu, dalam analisis berikut, nilai kerugian spesifik energi

eksternal ditentukan untuk sistem suplai panas, yang, jika kehilangan energi hanya untuk pompa panas, nilainya berbeda dari COP pompa panas.

Secara umum total kerugian spesifik energi eksternal  $l_h$  untuk pompa kalor dan driver pendingin ambien pembawa panas suhu rendah dapat disajikan dengan cara berikut:

$$l_h = \frac{L_{tot}}{Q_h} = \frac{L_c + L_s^{m \cdot e}}{Q_c} \quad (3.9)$$

dimana  $L_c$ ,  $L_m$  adalah kehilangan energi untuk kompresor pompa panas dan driver pendingin ambien, masing-masing, kW;  $Q_c$  adalah aliran panas yang diekstraksi dari kondensor pompa panas, kW.

Kehilangan energi untuk pompa kalor  $L_c$  didefinisikan dengan persamaan:

$$L_c = \frac{Q_{ev}}{\phi - 1} \quad (3.10)$$

Aliran panas dalam evaporator pompa kalor  $Q_{ev}$  diberikan oleh:

$$Q_{ev} = V_s \rho_s c_p (t_s^{in} - t_s^{out}) \quad (3.11)$$

dimana  $V_s$ ,  $\rho_s$ , dan  $c_p$  masing-masing adalah kehilangan volume, densitas dan kalor spesifik isobarik dari sekeliling;  $t_s^{in}$ ,  $t_s^{out}$ , adalah suhu lingkungan di saluran masuk evaporator dan outlet, masing-masing. Kehilangan energi untuk driver pendingin ambien adalah:

$$L_s^{m.e} = \frac{V_c \Delta p}{\eta_s^{m.e} \eta_{dr}} \quad (3.12)$$

dimana  $\Delta p$  adalah kehilangan tekanan aerodinamis dan hidrolis pada evaporator pompa kalor yang bergantung pada sumber energi yang dipilih; dalam kasus penggunaan panas tanah,  $\Delta p = \Delta p_{ev} + \Delta p_{s.h}$ , yaitu penurunan tekanan total di loop bawah (di evaporator pompa panas dan penukar panas tanah);  $\eta_{dr}$  dan  $\eta_{dr}$  adalah efisiensi driver pendingin ambien dan motornya. Orang dapat

berasumsi bahwa pada titik operasi optimal hm: e ¼  
 0: 8 untuk fan dan pompa, dan efisiensi motor driver,  
 hdr ¼ 0.95.

Aliran panas  $Q_c$  masuk Persamaan. (3.9)  
 ditentukan dari persamaan keseimbangan panas  
 HP:

$$Q_c = Q_{ev} + L_c \quad (3.13)$$

COP aktual pompa kalor 4 dapat disajikan dengan  
 cara berikut :

$$\varphi = \varphi_t \eta_{HP} \quad (3.14)$$

dimana  $\eta_{HP}$  adalah suatu efisiensi yang  
 memperhitungkan proses nyata yang dilakukan oleh  
 fluida kerja di dalam pompa kalor; itu bisa  
 diasumsikan 0,6;  $\varphi_t$  adalah pompa kalor teoritis COP  
 yang dapat ditentukan dengan hubungan berikut  
 dengan mempertimbangkan ketidakterbalikan  
 panas di evaporator dan kondensor :

$$\varphi_t = \left[ 1 - \frac{T_{ev}^{HP}}{T_c^{HP}} \right]^{-1} = \left[ 1 - \frac{273.15 + t_s^{out} - \Delta t_{ev}}{273.15 + t_c + \Delta t_c} \right]^{-1} \quad (3.15)$$

dimana THP adalah temperatur evaporasi fluida kerja, K; THK adalah suhu kondensasi, K; tout adalah suhu sekitar di outlet evaporator, C; Dte adalah perbedaan suhu antara lingkungan pompa panas dan fluida kerja di outlet evaporator, C; Dtc adalah perbedaan temperatur antara fluida kerja pompa kalor dan air di outlet kondensor. Menurut praktik standar, seseorang dapat mengasumsikan  $t_c = t_{hc} + (t_{hc} - t_a) \left[ \frac{t_a - t_0}{t_a - t_0^c} \right]^{(1+n)^{-1}}$  untuk larutan udara, air, dan air garam;  $Dtc = 5$  C untuk sistem pemanas air suhu rendah.

Suhu air  $t_c$  di outlet kondensor ditentukan oleh kebutuhan konsumen panas. Dalam kasus HP menyediakan sistem pemanas air panas, suhu pembawa panas yang diumpangkan dari kondensor pompa panas ke sistem pemanas suhu rendah dapat ditemukan dari persamaan berikut [11]:

$$t_c = t_{hc}^c + (t_{hc}^c - t_a) \left[ \frac{t_a - t_0}{t_a - t_0^c} \right]^{(1+n)^{-1}} \quad (3.16)$$

dimana  $t_c$  adalah suhu terhitung dari pembawa panas yang dipanaskan dalam pemanasan sistem dengan suhu lingkungan terhitung  $t_0$ , sistem. C;  $n \frac{1}{4}$  0 untuk pemanasan suhu rendah.

Mempertimbangkan Persamaan. (3.10) - (3.14), Persamaan. (3.9) untuk kehilangan energi eksternal spesifik untuk pemanasan mengambil bentuk berikut:

$$l_h = \frac{1}{\varphi} \left[ 1 + \frac{A(\varphi - 1)}{(t_s^{in} - t_s^{out}) \eta_s^{m.e} \eta_{dr}} \right] \quad (3.17)$$

di mana  $A$  dan  $D_p$  adalah faktor yang ditentukan, fungsi dari nilai yang diberikan,  $C$ .

Jadi, total kehilangan energi eksternal spesifik untuk pemanasan  $l_h$  tergantung pada fungsi yang ditentukan  $A$ , suhu lingkungan,  $t_c$  suhu sumber energi suhu rendah di saluran masuk dan saluran keluar evaporator, dan suhu yang dihitung dari fluida perpindahan panas dalam sistem pemanas, yaitu,

lh  $\frac{1}{4} f A$ ;  $t_0$ ; timah; mengintip;  $t_c$ .

### 3.6.2 Tingkat Pendinginan Optimal Di Evaporator Pompa Panas

Pada bagian berikut, kami mempertimbangkan masalah ini untuk sistem yang menggunakan udara, air, dan tanah sebagai sumber energi suhu rendah untuk pompa panas.

#### 3.6.2.1 Udara Ambien Sebagai Sumber Panas

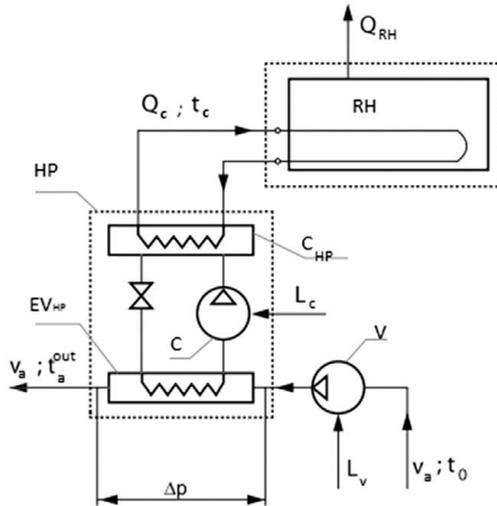
<sup>s</sup> Gambar 3.17 menunjukkan skema utama pemanasan air suhu rendah menggunakan pompa panas "udara-air". Prinsip operasinya adalah sebagai berikut: udara ambien dengan suhu  $t_0$  dan kehilangan volume kipas  $V_a$  dimasukkan ke evaporator pompa panas. Dalam evaporator, udara sekitar didinginkan dan di outlet suhunya dipromosikan. Ruang yang dipanaskan memiliki kehilangan panas ke lingkungan  $Q_{RH}$ . Aliran panas dari kondensor pompa kalor  $Q_c$  dengan suhu fluida kerja  $t_c^{out}$  di outlet sistem pemanas digunakan untuk mengkompensasi kehilangan panas ini. Penting

untuk menentukan suhu udara yang optimal di outlet evaporator pompa kalor untuk suhu lingkungan tertentu  $t_0$ .

Perubahan suhu udara pada keluaran evaporator pompa kalor dengan nilai aliran panas yang diberikan  $Q_c$  mengakibatkan perubahan  $V_a$  kehilangan volume udara ambien yang pada gilirannya menyebabkan perubahan kehilangan energi penggerak kipas. Pada saat yang sama, suhu tout berubah (pada suhu keluaran kondensor konstan  $t_c$ ), sehingga mengubah kondisi operasi dan kehilangan energi untuk penggerak kompresor pompa panas. Karena perubahan kehilangan energi untuk kompresor pompa kalor dan penggerak kipas berlawanan arah, ada tingkat pendinginan udara yang optimal di evaporator pompa kalor yang meminimalkan kehilangan energi total untuk sistem pemanas secara keseluruhan.

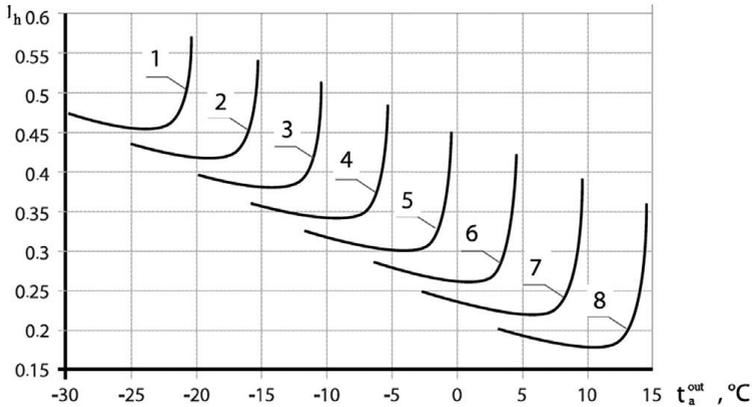
Untuk menentukan kondisi operasi pompa panas yang optimal, mari kita gambarkan

kehilangan energi eksternal spesifik untuk sistem pemanas  $l_h$  versus suhu udara keluaran evaporator suhu fluida kerja yang diasumsikan  $t_c = 45$  C di suhu rendah sistem pemanas. Faktor  $A$  yang ditentukan diambil sebagai  $A = 0,1; 0,5; \text{ dan } 1$  C, dengan mempertimbangkan nilai riil kehilangan tekanan di evaporator (penukar panas konvektif) yang berada dalam kisaran  $\Delta p = 10 \text{e} 100$  Pa. Kisaran suhu lingkungan adalah dari  $20$  C hingga  $15$  C. Dengan mengganti nilai-nilai ini menjadi Persamaan. (3.16) dan dengan mempertimbangkan nilai COP pompa panas nyata yang dapat diperkirakan menggunakan



Gbr. 3.17 Skema diagram aliran pemanas air suhu rendah  
 ruangan; HP, pompa panas; CHP, kondensator pompa panas;  
 EVHP, evaporator pompa panas; C, kompresor; V dengan  
 kipas; L<sub>c</sub>, masukan penggerak kompresor pompa panas; L<sub>v</sub>,  
 supir kipas.

Persamaan (3.13), dan suhu fluida kerja yang dimasukkan ke dalam sistem pemanas Persamaan. (3.15), kami mendapatkan kurva yang ditunjukkan pada Gambar 3.18.

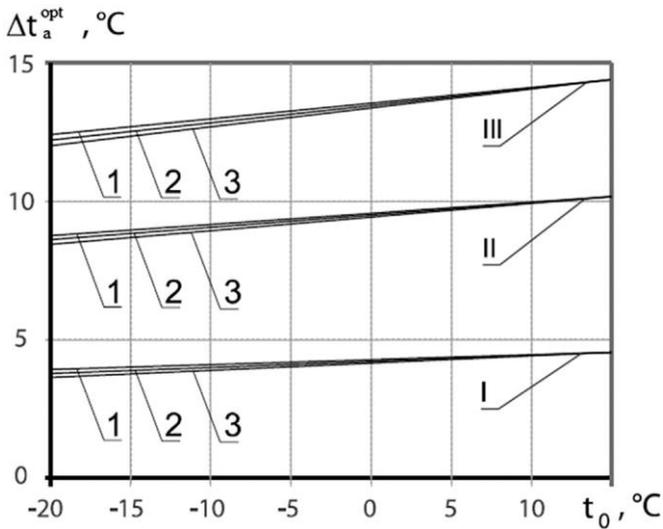


Gambar 3.18 Kehilangan energi eksternal spesifik untuk pemanasan sebagai fungsi dari suhu udara di outlet evaporator pada  $t_c \frac{1}{4} 45 \text{ C}$  (pada  $A \frac{1}{4} 0,1 \text{ C}$ ); 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 sesuai dengan ambient suhu  $t_0 \frac{1}{4} \cdot 20, \cdot 15, \cdot 10, \cdot 5, 0, 5, 10, 15 \text{ C}$

Dengan demikian, tingkat pendinginan udara yang optimal di evaporator bergantung pada faktor  $A$ , suhu lingkungan  $t_0$  dan suhu yang dihitung dari fluida kerja dalam panas sistem,  $t_c$ , yaitu,  $t_{opt} \frac{1}{4} f \cdot A$ ;  $t_0$ ;  $t_c$ . Hubungan antara tingkat optimal pendinginan udara dalam evapo pompa kalor dan suhu lingkungan ditunjukkan pada Gambar 3.19, untuk nilai  $A$  dan  $t_c$  yang berbeda. Ini mengikuti dari Gambar 3.19 bahwa tingkat pendinginan udara yang

optimal dalam evaporator pompa kalor meningkat dengan peningkatan faktor A (yang pada dasarnya bergantung pada kehilangan tekanan dalam penukar panas konvektif) dan sangat lemah bergantung pada suhu fluida kerja untuk pemanasan dalam kisaran 30 - 50 C.

Mempertimbangkan bahwa pengaruh suhu fluida kerja minimal, plot silang Gambar <sup>hc</sup> 3.19 disajikan dalam Gambar 3.20 untuk nilai rata-rata  $t_c$ . Itu terlihat dari Gambar 3.20 bahwa tingkat pendinginan udara yang optimal dalam evaporator pompa kalor sangat bergantung pada faktor A yang mencirikan kehilangan tekanan aliran udara dalam evaporator dan sangat bergantung pada suhu lingkungan di atas kisaran  $t_0$  dari -20 hingga 15 C.

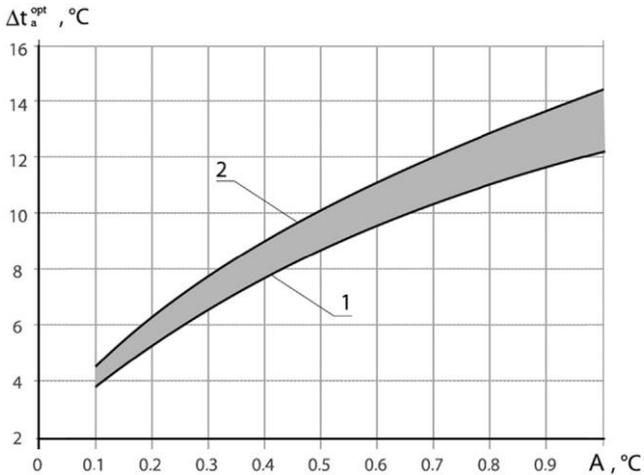


Gambar. 3.19 Tingkat pendinginan udara optimal di evaporator sebagai fungsi suhu sekitar: I, II, III (di  $A \frac{1}{4} 0,1, 0,5, 1$  C); 1, 2, 3 (di  $t_c \frac{1}{4} 30, 40, 50$  C).

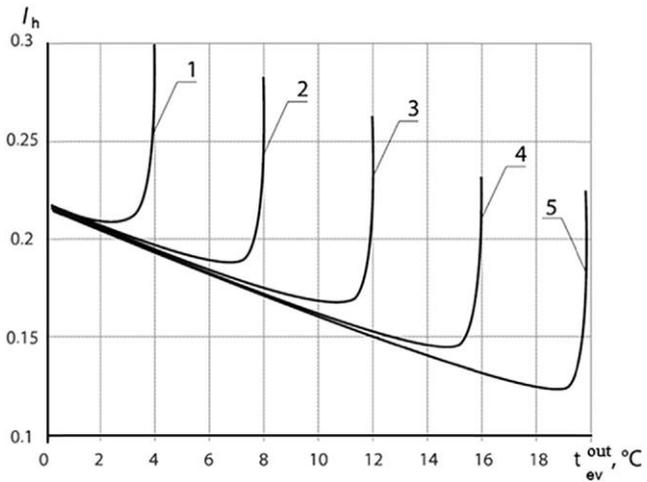
### 3.6.2.2 Air Alami Atau Limbah Sebagai Sumber Panas

Untuk menemukan titik operasi terbaik untuk sumber panas dalam sistem pemanas, kita akan menguji variasi dari kehilangan energi eksternal spesifik  $l_h$  sebagai fungsi dari suhu air di outlet evaporator untuk suhu fluida kerja  $t_{w.f.} = 30$  C. Nilai faktor  $A$  diambil sebesar 0,15, 0,05, dan 0,01 C, sesuai dengan rentang nilai  $D_p$ . Hasilnya disajikan

pada suhu lingkungan yang diasumsikan 20 C. Dengan substitusi suku terkait menjadi Persamaan. (3.17), dan dengan mempertimbangkan Persamaan. (3.14) dan (3.16), kami memperoleh hasil yang diberikan Gambar 3.21.



Gambar. 3.20 Derajat optimal pendinginan udara di evaporator sebagai fungsi dari faktor A: 1, 2: Suhu sekitar,  $t_0$   $\frac{1}{4}$  -20 hingga +15 C.



Gambar 3.21 Kehilangan energi eksternal spesifik untuk pemanasan sebagai fungsi suhu air di outlet evaporator di tw.f.  $\frac{1}{4}$  30  $^{\circ}C$  (pada  $A \frac{1}{4}$  0,01  $^{\circ}C$ ): 1-5 adalah suhu air di saluran masuk evaporator, timah  $\frac{1}{4}$  4, 8, 12, 16, 20  $^{\circ}C$ .

## **Ringkasan**

Bab ini mengulas sistem utama yang menggunakan pompa panas dalam sistem pasokan panas untuk bangunan yang menggunakan berbagai sumber panas. Metode analitis dan praktis bersama dengan contoh numerik dari perhitungan tipikal diberikan.

Pemompaan panas dapat digunakan secara efektif dalam sistem pemanas dan pendingin udara di bangunan perumahan, administrasi dan industri, di pusat perbelanjaan, olahraga memiliki kelebihan, kekurangan, dan keterbatasan, yaitu tingkat suhu dan volume, fitur desain pabrik, biaya, dan keandalan. Namun demikian, telah ditunjukkan bahwa penggunaan pompa kalor dapat secara signifikan mengurangi konsumsi energi bangunan secara keseluruhan dengan cara yang menguntungkan secara ekonomi.

Udara atmosfer adalah sumber panas suhu rendah yang paling banyak tersedia. Di AS, jenis

heat pump yang paling banyak digunakan adalah air-to-air design, dengan share lebih dari 80%. Sekitar 77% pompa panas yang dipasang di Eropa menggunakan udara atmosferik. Di Eropa Selatan, sistem pemisahan udara-ke-udara digunakan dalam mode pemanas / AC. Namun, pompa panas udara-ke-udara dicirikan oleh faktor beban musiman atau faktor kinerja musiman (SPF), yang mengurangi efisiensi rata-rata sekitar 10-30% dibandingkan dengan pompa panas air-ke-air. Ini disebabkan oleh:

- Penurunan kapasitas dan produktivitas yang signifikan dengan penurunan suhu udara luar atmosfer
  - Perbedaan suhu penguapan dan kondensasi yang relatif besar selama suhu musim dingin terendah
  - Biaya energi untuk mencairkan permukaan
- ^ ç æ] [ | æc [ | Á Ç ] æå æÁ • ~ @~ Á € Á @ã  
 konsumsi daya kipas.

Di Eropa Utara, pompa panas digunakan untuk pemanas dan suplai air panas. Di Norwegia, porsi pompa kalor udara 67%, sedangkan 19% di antaranya menggunakan air dan panas tanah. Di Finlandia, sistem air-ke-air mendominasi; sumber panasnya adalah tanah dan danau. Di Swedia, pompa kalor adalah teknologi utama dalam pemanasan. Model dari sumber tanah tersedia dengan sejumlah besar pompa panas udara[13]. Di Swiss dan Austria, pompa panas yang menggunakan panas tanah (masing-masing 40% dan 82%) mendominasi.

Menurut European Heat Pump Association (EHPA), jumlah pompa kalor yang dipasang di Eropa sekitar 10 juta unit [14]. Tahun 2015 tingkat penjualan 880.179 unit; pertumbuhan 25% juga terlihat pada segmen udara-ke-udara, tetapi pompa panas udara-ke-air menunjukkan pertumbuhan yang paling signifikan, yaitu, jumlah penjualan meningkat 6e7 kali lipat dibandingkan tahun 2014. Penggunaan

pompa panas terutama terkonsentrasi di negara-negara berikut: Prancis (209.000), Italia (121.000), Swedia (103.000), Spanyol (83.000) dan Jerman (70.000), menggunakan data tahun 2015. Asia tetap menjadi kekuatan pendorong pasar pompa panas , menyumbang 78% dari penjualan dunia: sekitar 1,9 juta unit, kebanyakan unit udara-ke-air.

Jelas bahwa teknologi pompa panas sedang dikembangkan secara luas, dan konstruksi baru serta rekonstruksi bangunan menawarkan peluang besar untuk penggunaan pompa panas di masa depan.

## Daftar Pustaka

- [1] Pisarev VE. Pompa panas dan lemari es. Manual e K. KNUCA. 2002.
- [2] 2.04.05-91 "standar konstruksi dan aturan pemanas, ventilasi dan kondisi".
- [3] 2.01-J J Á %o] ^ } \* @^ { æc æ} Á ^ } ^ ! \* ã Á norma proteksi panas dan panas, air dan energi Pasokan".
- [4] Bezrodny MK. Efisiensi daya skema pompa panas pasokan panas. MK Bezrodny, HO Prytula. K. NTU «KPI»; 2012.
- [5] Gershkovich VF. Kekhasan merancang sistem suplai panas gedung dengan panaspompa. K. Akademi Arsitektur Ukraina PE %oÒ} ^ ! \* [ { ã } ã { ~ { + L Á G € € J È
- [6] Bezrodny MK. Efisiensi energi sistem ventilasi pompa kalor dengan perator panas dan resirkulasi udara buangan. MK Bezrodny, A. Galan Tenaga dan Tenaga Teknologi

Generasi 2011; (2): 16-9.

- [7] Fialko NM. Estimasi pompa kalor menggunakan efisiensi di bawah metropolitan dan batubara kondisi tambang. NM Fialko, Teknik Panas Industri ZB Zimin 2006; (2): 111-9.
- [8] Sorokin OA. Penggunaan unit pompa panas untuk kombinasi pemanfaatan panas potensial rendah dipembangkit listrik termal. OA Sorokin Industrial Power Engineering 2005; (6): 36-41.
- [9] Nicolaev YE. Penentuan efisiensi pompa kalor menggunakan. Panas dari Daur Ulang Teknik Tenaga 2007; (9): 14-7.
- [10] Zimin LB. Analisis sistem pompa kalor pemanfaatan panas saluran pembuangan limbah untuk pasokan panasobjek sosial. LB Zimin, NM Teknik Panas Industri Fialko 2008; (1): 77-85.
- [11] Nekrasova OA. Investigasi sistem pompa

panas pemanas (pendekatan model). OA Nekrasova, Ju.V. Rekayasa Tenaga Panas Seminyak 1986; (11): 30-4.

[12]Kostikov AO. Pengaruh keadaan panas tanah terhadap efisiensi unit pompa panas dengan penukar panas tanah. AO Kostikov, DH Harlampidi Power Engineering: Ekonomi, Teknologi- nologi, Ekologi 2009; (1): 32-40.

[13]Pusat Pompa Panas.  
<http://heatpumpingtechnologies.org/>.

[14]Asosiasi Pompa Panas Eropa.  
[www.ehpa.org](http://www.ehpa.org).

## Tentang Penulis

**Kiki Rezki Lestari, S.T.,M.Sc.** Lulus S-1 pada program studi Teknik Fisika Universitas Nasional di tahun 2013. Melalui pendanaan *National Research Foundation of Korea (NRF)*, berhasil mendapatkan



beasiswa untuk *Research Assistantship of Basic Science Research Program* untuk menempuh jenjang Magister di Hankuk University of Foreign Studies, Korea Selatan pada program studi Fisika di tahun 2014. Saat ini menjabat sebagai Ketua Program Studi Teknik Fisika, Universitas Nasioanal. Pernah bekerja sebagai *Research Assistant* di *Center of Sustainable Energy and Resources Management* pada tahun 2016.



**Kiki Rezki Lestari, S.T.,M.Sc.**  
Lulus S-1 pada program studi  
Teknik Fisika Universitas  
Nasional di tahun 2013.  
Melalui pendanaan *National  
Research Foundation of Korea  
(NRF)*,

berhasil mendapatkan beasiswa untuk *Research  
Assistantship of Basic Science Research  
Program* untuk menempuh jenjang Magister di  
Hankuk University of Foreign Studies, Korea  
Selatan pada program studi Fisika di tahun 2014.  
Saat ini menjabat sebagai Ketua Program Studi  
Teknik Fisika, Universitas Nasional. Pernah  
bekerja sebagai *Research Assistant* di *Center of  
Sustainable Energy and Resources Management*  
pada tahun 2016.

ISBN 978-623-7376-70-5

