

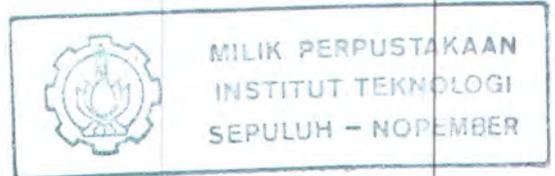
TUGAS AKHIR
NE 1701

**STUDY PERENCANAAN SISTEM REFRIGERASI
ABSORPSI ALTERNATIF PADA RUANG AKOMODASI
KAPAL CARAKA JAYA III**

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	13 AUG 1997
Terima oleh	H
No. Agenda Prp.	7400

Rske
623.853 5
Har
s-1

1997



Oleh :

HARYONO

NRP. 4292.100.030

**JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA**

1997

**STUDY PERENCANAAN SISTEM REFRIGERASI
ABSORPSI ALTERNATIF PADA RUANG AKOMODASI
KAPAL CARAKA JAYA III**

TUGAS AKHIR

**Diajukan Guna Memenuhi Persyaratan
Untuk Memperoleh Gelar Sarjana
Pada
Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya**

Mengetahui / Menyetujui

Dosen Pembimbing



**Ir. H. Soemartojo WA.
NIP : 130.355.300**

SURABAYA

Agustus, 1997



TUGAS AKHIR NE 1701

Nama : Haryono
Nrp. : 4292.100.030
Dosen Pembimbing : Ir. H. Soemartojo WA.
Tanggal Tugas Diberikan : Maret 1997
Tanggal Tugas Diselesaikan : Juli 1997
Judul Tugas Akhir :

**STUDY PERENCANAAN SISTEM REFRIGERASI ABSORPSI
ALTERNATIF PADA RUANG AKOMODASI KAPAL CARAKA JAYA III**

Dosen Pembimbing

Ir. H Soemartojo WA.
NIP. 130.355.300

Mahasiswa

Haryono
NRP. 4292.100.030

Surabaya, April 1997
Ketua Jurusan

Dr. Ir. A.A. Masroeri, MEng
NIP. 131.407.591

Dibuat rangkap 4 (empat) untuk :
- Arsip Jurusan TSP
- Dosen Pembimbing
- Mahasiswa ybs
- Koordinator T.A. - TSP



MILIK PERPUSTAKAAN
INSTITUT TEKNOLOGI
SEPULUH - NOPEMBER

*Barang siapa yang ingin meraih dunia, maka harus dengan ilmu
Barang siapa yang ingin meraih akhirat, maka harus dengan ilmu
Dan barang siapa yang ingin meraih kedua-duanya, maka harus dengan ilmu
(Al Hadits)*

*Kupersembahkan kepada:
Bapak dan Ibu tercinta, Mas Ari, Mas Rudi dan Mbak Astri
Serta seluruh keluarga tercinta.*

ABSTRAK

Sistem refrigerasi absorpsi alternatif merupakan sistem refrigerasi, dimana fluida kerja disirkulasikan dengan menggunakan gaya gravitasi. Sebagai sumber panas pada generator diambilkan sejumlah energi panas dari gas buang. Dari energi gas buang sebesar 8808245.618 kJ/jam, sistem mampu memanfaatkan energi sebesar 4.4 % yaitu 387562.807 kJ/jam. Sejumlah energi panas tersebut digunakan untuk mengatasi beban pendinginan ruang akomodasi sebesar 15740.579 kJ/jam. Ukuran prestasi dari sistem dapat diketahui dengan melihat COP-nya sebesar 0.43. Sebagai perbandingan terhadap prestasi sistem, diberikan COP sistem refrigerasi absorpsi standart sebesar 0.60. Pemakaian energi panas gas buang mampu meningkatkan efisiensi power plant sebesar 1.40 %. Sehingga kehilangan panas untuk gas buang pada neraca energi turun menjadi 29.60 %.

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan rasa syukur kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan taufiq dan hidayah-Nya. sehingga tugas akhir ini bisa diselesaikan dengan judul

STUDY PERENCANAAN SISTEM REFRIGERASI ABSORPSI ALTERNATIF PADA RUANG AKOMODASI KAPAL CARAKA JAYA III

Penyusunan tugas akhir merupakan salah satu syarat dalam menyelesaikan studi tingkat sarjana pada Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dengan penuh kesungguhan dan kerendahan hati, penulis banyak mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Digul Siswanto, MSc selaku Dekan Fakultas Teknologi Kelautan.
2. Bapak Dr. Ir. A.A. Masroeri, MSc selaku Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan.
3. Bapak Ir. H. Soemartojo WA selaku Dosen Pembimbing yang telah banyak memberikan bimbingan dan motivasi.
4. Bapak Ir. Asianto selaku Dosen Wali yang telah banyak memberikan pengarahan selama pengerjaan tugas akhir.
5. Pihak PT. PAL Indonesia khususnya kepada Bapak Ir. Andik Pratista yang telah banyak membantu pengumpulan data.

6. Kedua Orangtua serta semua keluarga tercinta yang selalu memberikan dorongan dan doa restu .
7. Saudara Agus, Sugeng, Edmond, Edy, Khusaini, Affan yang telah banyak memberikan bantuan .
8. Rekan-rekan sesama mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan yang tidak dapat disebutkan disini.

Penulis menyadari bahwa setiap pekerjaan yang telah dilakukan tidak ada yang sempurna dan pasti ada kekurangannya. Oleh karena itu demi suatu usaha kearah kesempurnaan, kritik dan saran dari pembaca akan penulis terima dengan besar hati. Semoga tugas akhir ini bermanfaat bagi kita semua. Amin

Surabaya, Juli 1997

Penulis

DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR NOTASI	vi
DAFTAR LAMPIRAN	viii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1. Latar Belakang.	I- 1
1.2. Permasalahan	I- 2
1.3. Batasan Masalah	I- 3
1.4. Tujuan Penulisan	I- 4
1.5. Metodologi	I- 4
1.6. Sistematika Penulisan	I- 5
BAB II DASAR TEORI	
2.1. Perhitungan daya Motor Diesel	
2.1.1. Pendahuluan.	II- 1
2.1.2. Kerja Mekanis Gas Pembakaran	II- 2
2.1.3. Keseimbangan Energi	II- 4
2.2. Perpindahan Panas	
2.2.1. Pendahuluan.	II- 5
2.2.2. Konduksi	II- 6

2.2.3. Konveksi	II- 7
2.2.4. Radiasi	II- 8
2.3. Penukar Kalor	
2.3.1. Dstribusi Temperatur	II- 9
2.3.2. Perhitungan Penukar Kalor	II- 10
2.4. Refrigerasi Absorpsi	
2.4.1. Hubungan Daur Absorpsi dan Daur Kompresi Uap	II- 13
2.4.2. Daur Absorpsi	II- 14
2.4.3. Koeffisien Prestasi Daur Absorpsi Ideal	II- 15
2.4.4. Sistem Air-Amonia Standart	II- 18
2.5. Sifat Campuran Biner Fluida Kerja	
2.5.1. Sifat Campuran Biner Aqua-Amonia	II- 19
2.5.2. Pemisahan Campuran Biner (Aqua-Amonia)	II- 22
2.5.3. Diagram h-c	II- 26
2.5.3.1. Campuran dari 2 Aliran Massa	II- 27
2.5.3.2. Pemisahan Campuran Aliran Massa (Campuran Biner)	II- 30
2.6. Perhitungan Beban Pendinginan Ruang Akomodasi	
2.6.1. Perhitungan Beban Pendingin Akibat Sumber Panas Transmisi	II- 35
2.6.2. Beban-beban Perembesan Udara (Infiltrasi) dan Ventilasi	II- 36
2.6.3. Beban dari Dalam (Internal Loads)	II- 37
2.6.4. Beban Panas Matahari Melalui Permukaan Tembus Cahaya	II- 38
2.6.5. Beban Panas Matahari Pada Permukaan Tak Tembus Cahaya	II- 40

BAB III	PERENCANAAN SISTEM REFRIGERASI ABSORPSI	
	ALTERNATIF	III- 1
BAB IV	PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA	
4.1.	Perhitungan Pendingin Pada Ruang Akomodasi	IV- 1
4.1.1.	Beban Transmisi	IV- 2
4.1.2.	Beban Pendinginan Karena Infiltrasi Panas Matahari	IV- 4
4.1.3.	Beban dari Dalam (Internal Loads)	IV- 7
4.1.4.	Beban Panas Matahari Melalui Permukaan Tembus Cahaya	IV- 7
4.1.5.	Beban Panas Matahari Melalui Permukaan Tak tembus Cahaya	IV- 8
4.2.	Perhitungan Koefisien Prestasi Sistem Refrigerasi Absorpsi	IV- 8
4.3.	Perhitungan Laju Aliran Energi Pada Gas Buang dari Neraca Keseimbangan Energi	IV-15
4.4.	Perhitungan Masukan Panas Pada Generator dan Heat Exchanger di Gas Buang	IV-16
4.5.	Perhitungan Kenaikan Efisiensi Power Plant	IV-23
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1.	Kesimpulan	V - 1
5.2.	Saran	V - 2
DAFTAR PUSTAKA		

DAFTAR NOTASI

- c_p : Panas spesifik air (kJ/kg °K)
- C_p : Panas spesifik gas buang (kJ/kg °K)
- COP : Coefficient of Performance
- CLF : Cooling Load Factor
- CLTD : Cooling Load Temperature Difference
- D : Diameter dalam silinder (m)
- ε : Emisifitas Permukaan
- h : Entalphi (kkal/kg)
- h : Koefisien perpindahan panas konveksi (W/m²°K)
- k : Koefisien perpindahan panas konduksi (W/m²°K)
- m_e : Laju aliran massa gas buang (kg/jam)
- m_f : Laju aliran massa bahan bakar (kg/jam)
- m_u : Laju aliran massa udara (kg/jam)
- N : Daya mesin (Watt)
- $P_{rata-rata}$: Tekanan indikasi rata-rata (kPa)
- Q : Laju aliran volumetrik udara luar (L/det)
- Q_q : Laju aliran panas pada generator (kkal/min)
- Q_r : Laju aliran panas pada rectifier (kkal/min)
- Q_e : Laju aliran panas pada evaporator (kkal/min)
- sfc : Specific Fuel Consumption (kg/HP jam)
- t_o : Temperatur luar ruangan (K)

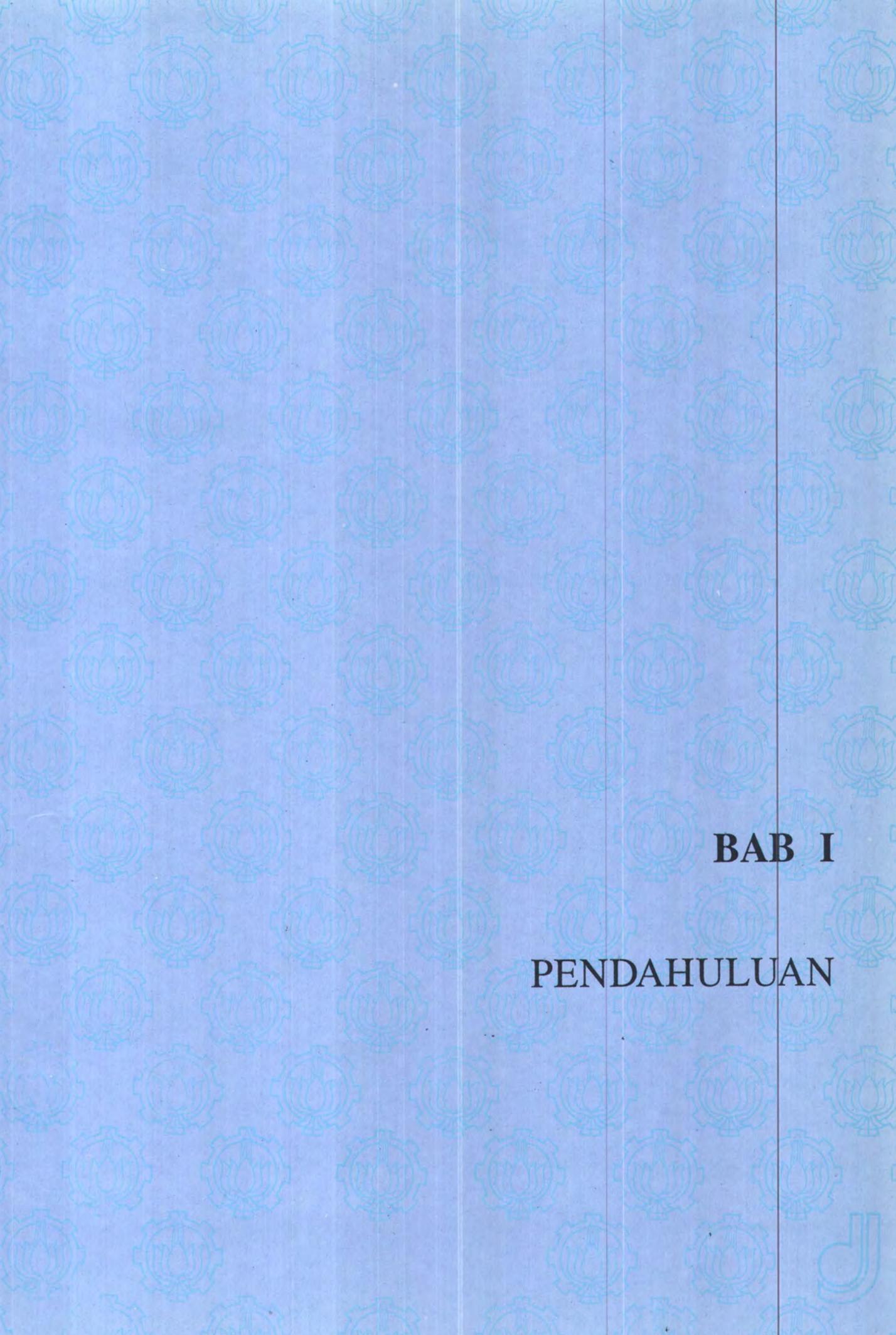


MILIK PERPUSTAKAAN
INSTITUT TEKNOLOGI
SEPULUH - NOPEMBER

- t_i : Temperatur dalam ruangan (K)
- τ : Koeffisien perpindahan panas radiasi (W/m^2K^4)
- U : Koeffisien perpindahan kalor total (W/m^2K)
- V_r : Laju aliran daur ulang (L/det)
- V_m : Laju aliran udara minimum untuk penghuni tertentu (L/det)
- W : Berat gas buang yang mengalir (kg/h)
- w : Berat air yang mengalir (kg/h)
- w_t : Kebutuhan udara teoritis (kg_{ud}/kg_{bb})
- w_{ud} : Kebutuhan udara sebenarnya (kg_{ud}/kg_{bb})

DAFTAR LAMPIRAN

- Lampiran A : Ukuran-ukuran utama Kapal Caraka Jaya III
- Lampiran B : Konstanta-Konstanta yang menyangkut perhitungan beban pendinginan
- Lampiran C : Diagram h-c untuk Campuran Aqua Amonia
- Lampiran D : Sifat-sifat zat cair dalam keadaan jenuh
- Lampiran E : Diagram Psikrometrik versi SI
- Lampiran F : Diagram temperatur-entropi untuk Hidrogen



BAB I

PENDAHULUAN

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Kenyataan masih besarnya kandungan energi dari gas buang (*exhaust gas*) pada Motor Diesel merupakan hal yang menarik untuk diperhatikan. Meskipun segala upaya telah dilakukan untuk meningkatkan efisiensi dari pemakaian energi bahan bakar, namun hampir 30% kandungan energi bahan bakar terlepas ke udara bersama gas buang. Patut disayangkan apabila energi yang masih dikandung gas buang tersebut tidak dimanfaatkan.

Berdasarkan pengamatan terhadap Kapal Caraka Jaya III yang sedang dibangun oleh PT. PAL Indonesia Surabaya, yang menggunakan Main Engine Merk **NIGATA** tipe **8 PA5L 2037 Ps**, diketahui bahwa energi yang terkandung dalam gas buang masih ada 31%. Dan melihat kenyataan pemakaian sistem pendingin udara pada Kapal Caraka Jaya III tersebut hanya pada ruang akomodasi tertentu saja, yaitu Wheel House, Mess Room, Captain Room, Chief Engineer Room dan Engine Control Room. Maka sangat menguntungkan apabila energi gas buang tersebut bisa dimanfaatkan untuk mendinginkan ruang akomodasi lain yang belum ada sistem pendinginannya.

Bertolak dari hal tersebut diatas maka salah satu usaha untuk memanfaatkan kembali gas buang (*Waste Heat Recovery*) tersebut adalah digunakan sebagai sumber panas generator pada *Sistem Refrigerasi Absorpsi Alternatif*. Panas ini pada generator digunakan untuk memisahkan larutan absorber dengan refrigerant yang selanjutnya di alirkan menuju kondensor. Pada kebanyakan sistem refrigerasi, siklus beroperasi selalu membutuhkan input dalam bentuk kerja. Ini berarti masih harus ditambahkan peralatan

mekanik seperti pompa atau kompresor untuk mensirkulasikan sekaligus meningkatkan tekanan fluida kerja. Disamping itu dibutuhkan energi listrik untuk menggerakkan mesin-mesin fluida tersebut. Walaupun dengan pemakaian sistem refrigerasi absorpsi konvensional pemakaian daya tersebut dapat diperkecil, akan tetapi sistem-sistem tersebut menghasilkan noise yang cukup besar.

Atas dasar pemikiran di atas perlu dikembangkan suatu disain alternatif untuk mereduksi kelemahan-kelemahan tersebut, yaitu dengan memakai suatu sistem refrigerasi absorpsi yang diperkenalkan oleh *Platen* dan *Munter*. Sistem ini telah banyak digunakan di Amerika Serikat sebagai sistem pendingin pada kapal pesiar maupun di hotel-hotel. Hanya saja pada sistem ini sumber panas yang digunakan untuk memisahkan larutan absorbent dan refrigerant berasal dari panas hasil pembakaran sendiri. Apakah sistem ini nantinya bisa digunakan untuk kapal dengan menggunakan panas dari gas buang adalah yang melatar belakangi penulisan Tugas Akhir ini.

Prinsip dari ide tersebut adalah sistem bekerja tanpa membutuhkan input kerja mekanik. Fluida kerja disirkulasikan dengan menggunakan gaya gravitasi. Namun demikian sistem ini perlu dikaji atau diteliti apakah layak dipakai dalam arti secara teknis dapat dipertanggungjawabkan seperti *Coefficient of Performance*-nya (COP).

1.2. Permasalahan

Permasalahan yang akan dianalisa dalam study perencanaan sistem refrigerasi absorpsi alternatif dapat dirumuskan sebagai berikut :

1. Menganalisa sistem refrigerasi absorpsi yang direncanakan, dalam hal keseimbangan energi thermal (*thermal energy balance*), untuk menentukan

apakah sistem layak digunakan di kapal dengan menghitung koefisien prestasi (*coefficient of performance*) sistem.

2. Menentukan apakah pemakaian gas buang sebagai input panas dari generator efektif digunakan dalam arti mampu memenuhi panas yang dibutuhkan untuk memisahkan larutan refrigerant dengan absorber.
3. Dalam hal pemakaian gas buang pada item 2 tersebut, apakah memberikan manfaat terhadap peningkatan efisiensi dari power plant.

1.3 Batasan Masalah

Karena kompleksnya permasalahan yang ada serta terbatasnya waktu pengerjaan, maka perlu adanya batasan masalah agar pembahasan tidak keluar dari kerangka dan tujuan penulisan Tugas Akhir. Batasan masalah yang digunakan adalah sebagai berikut:

1. Analisa tidak ditekankan pada peralatan, melainkan pada analisa termal sistem.
2. Pembahasan ditekankan pada masalah teknis dan tidak membahas masalah ekonomis, teknologi pembuatan dan pemasangan maupun perpipaannya.
3. Penerapan teorema fluida, hukum-hukum termodinamika dan perpindahan panas sangat membantu dalam menganalisa sistem.
4. Ruang lingkup ruang akomodasi tidak menjadi pokok bahasan dan hanya dibutuhkan informasi terhadap dimensi dari ruangnya.
6. Dalam menganalisa proses absorpsi semua dalam keadaan steady state dan steady flow.

1.4. Tujuan Penulisan

Tujuan yang ingin dicapai dalam penganalisaan sistem refrigerasi absorpsi alternatif adalah :

1. Merencanakan sistem refrigerasi absorpsi dengan melakukan analisa thermal dan menentukan kelayakan sistem tersebut terhadap pemakaiannya di kapal.
2. Menghitung peningkatan efisiensi dari Power Plant akibat pemakaian gas buang pada generator.

1.5. Metodologi

Pada pembahasan terhadap sistem refrigerasi absorpsi alternatif, metode yang digunakan adalah :

1. Peninjauan Lapangan

Peninjauan lapangan dilakukan di PT. PAL Indonesia Surabaya untuk mendapatkan data-data dalam menunjang perencanaan.

2. Studi Pustaka

Studi ini dilakukan terhadap beberapa literatur yang berhubungan dengan pokok bahasan sebagai penunjang penganalisaan.

3. Analisa

Analisa yang dilakukan terhadap perencanaan sistem yaitu :

- Perhitungan beban pendingin ruang akomodasi (perhitungan beban pendingin sebenarnya hanya sebagai acuan untuk menganalisa sistem, perhitungan dilakukan dengan menggunakan metode ASHRAE).
- Analisa keseimbangan energi panas dari sistem refrigerasi.

- Analisa perpindahan panas yaitu menghitung panas generator dari gas buang.
- Perhitungan peningkatan efisiensi dari Power Plant.

1.6. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan adalah sebagai berikut :

BAB I. Pendahuluan

Yang berisi latar belakang permasalahan, tujuan, batasan masalah, metodologi serta sistematika penulisan .

BAB II. Dasar Teori

Menguraikan tentang landasan teori yang digunakan dalam perencanaan sistem refrigerasi absorpsi .

BAB III. Perencanaan Sistem Refrigerasi Absorpsi

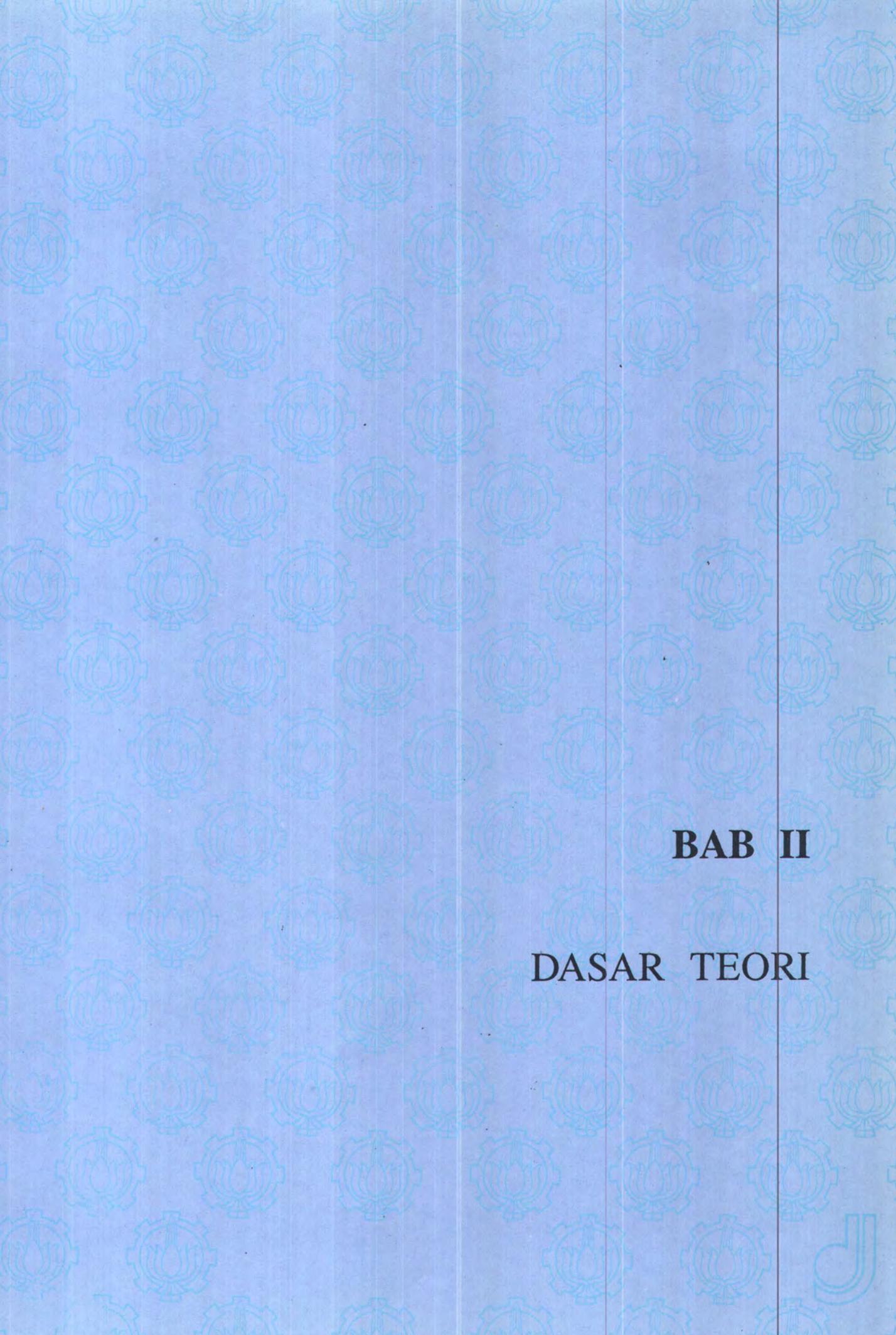
Menguraikan masalah yang menyangkut perencanaan sistem refrigerasi absorpsi.

BAB IV. Analisa dan Pembahasan

Melakukan perhitungan terhadap data-data yang menyangkut perencanaan sistem refrigerasi.

BAB V. Kesimpulan

Merupakan kesimpulan dari analisa terhadap perencanaan sistem refrigerasi absorpsi.



BAB II

DASAR TEORI

BAB II

DASAR TEORI

2.1. Perhitungan daya Motor Diesel

2.1.1 Pendahuluan

Motor diesel adalah mesin kalor dimana gas yang diperoleh dari pembakaran di dalam mesin itu sendiri dan langsung dipakai untuk melakukan kerja mekanis. Juga biasanya disebut motor penyalan kompresi (*Compression ignition engine*) oleh karena penyalan bahan bakarnya dilakukan dengan menyemprotkan bahan bakar ke dalam udara yang telah bertekanan dan bertemperatur tinggi, akibat proses kompresi.

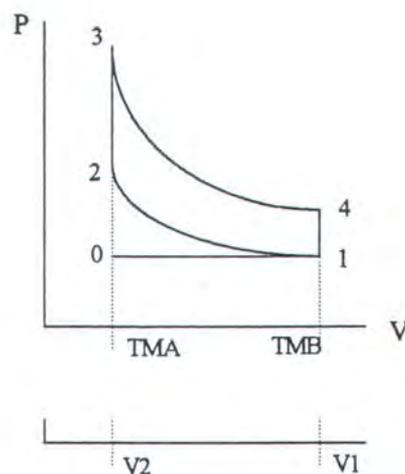
Untuk menghitung kerja mekanis dari hasil pembakaran diperlukan beberapa idealisasi karena untuk menganalisa proses yang sesungguhnya terjadi pada proses pembakaran sulit dilaksanakan. Proses yang sebenarnya berbeda dengan proses yang ideal, dimana perbedaan tersebut menjadi semakin besar jika idealisasi tersebut jauh dari sebenarnya. Idealisasi tersebut adalah:

- Udara didalam silinder dianggap sebagai gas ideal dengan konstanta kalor yang konstan.
- Proses Pembakaran yang terjadi pada silinder dilakukan secara sempurna dimana bahan bakar habis terbakar seluruhnya.

2.1.2 Kerja mekanis Gas Pembakaran

Minyak bahan bakar yang disemprotkan ke dalam silinder berbentuk butir-butir cairan yang halus. Oleh karena udara didalam silinder tersebut sudah bertemperatur dan

bertekanan tinggi maka butir-butir tersebut akan menguap. Penguapan butir bahan bakar ini dimulai pada bagian permukaannya , yaitu bagian yang terpanas. Uap bahan bakar yang terjadi tersebut bercampur dengan udara yang ada di sekitarnya . Penguapan ini berlangsung terus selama temperatur sekitarnya mencukupi. Jadi proses penguapan juga terjadi secara berangsur-angsur. Demikian juga proses pencampurannya dengan udara . Maka pada suatu saat dimana terjadi campuran udara bahan bakar sebaik-baiknya, proses penyalan bahan bakar berlangsung dengan sebaik-baiknya. Sedangkan proses pembakaran di dalam silinder dimana proses pembakaran awal terjadi pada temperatur yang lebih rendah dan laju pembakarannya pun akan bertambah cepat. Hal ini disebabkan karena pembakaran berikutnya berlangsung pada temperatur lebih tinggi.



Gambar 2.1. P-V diagram motor diesel

Pada P-v diagram gambar 2.1, jika D adalah diameter dalam silinder (cm), L adalah panjang langkah torak (cm) dan p adalah tekanan gas didalam silinder (kg/cm^2), maka luas penampang silinder, $A = \pi D^2/4$, dan volume langkah toraknya adalah $V_L =$

$AL=A(l_1-l_2)= (\pi D^2/4)(l_1-l_2)$. Luas diagram P-v yang tertutup adalah $p\delta V=(pA)\delta l$ dan mempunyai satuan kg.cm. yang menunjukkan kerja mekanis dari gas pada torak. Dalam termodinamika tekanan p biasanya dinyatakan sebagai fungsi volume spesifik, yaitu volume per satuan berat. Maka jika volume V_1 dan V_2 dibagi oleh berat gas didalam silinder, G kg, akan diperoleh berturut-turut volume spesifik v_1 dan v_2 cm^3/kg . Oleh karena itu, luas diagram p-v akan mempunyai satuan (cm) yaitu satuan kerja mekanis per satuan berat. Diagram p-v atau p-V dinamakan diagram indikator.

Untuk mengetahui berapa besar kerja yang dihasilkan per siklus dalam setiap silinder, perlu didefinisikan suatu tekanan indikasi rata-rata (Mean Indicated Pressure) yaitu kerja yang dihasilkan per siklus dalam setiap silinder dibagi volume langkah torak

$$P_{rata-rata} = \frac{W_{net}}{V_L}$$

$$= \frac{G \int p \delta v}{\frac{\pi}{4} D^2 L} \quad (2.1a)$$

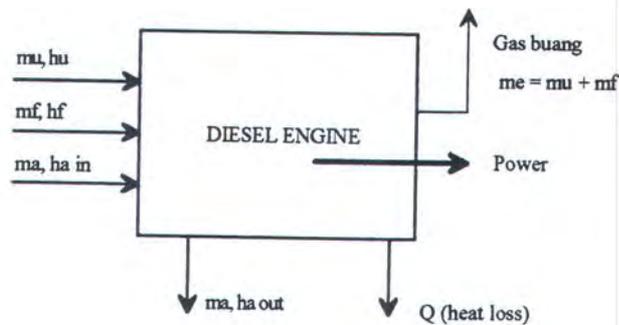
Dalam persamaan (2.1a) dapat dilihat bahwa $p_{rata-rata}$ dikalikan dengan $(\pi D^2/4)$ adalah gaya. Jika gaya tersebut dikalikan dengan panjang L, maka akan dihasilkan kerja. Maka jika poros engkol berputar dengan kecepatan n rpm, daya N yang dihasilkan mesin dinyatakan dalam

$$N = p_{rata-rata} \cdot \frac{\pi}{4} D^2 \cdot L \cdot n \quad (2.1b)$$

Daya yang dihasilkan diatas adalah daya indikasi dan diasumsikan bahwa daya didapatkan dari hasil pembakaran yang sempurna (bahan bakar habis terbakar secara sempurna).

2.1.3 Keseimbangan Energi

Berdasarkan hukum pertama termodinamika, bahwa energi yang masuk engine harus sama dengan energi yang keluar engine. Pada gambar diperlihatkan aliran energi pada diesel engine.



Jadi keseimbangan energinya adalah

Energi yang masuk = energi yang keluar

$$m_u h_u + m_f h_f + m_a h_{a in} = m_e h_e + m_a h_{a out} + W + Q \quad 2.2a$$

dimana

m_a = laju aliran massa udara (kg/jam)

m_f = laju aliran massa bahan bakar (kg/jam)

m_a = laju aliran massa air (kg/jam)

m_e = laju aliran massa gas buang (kg/jam)

= laju aliran massa udara + laju aliran massa bahan bakar

= $m_a + m_f$

h_u = entalphi udara masuk (kkal/kg)

h_f = entalphi bahan bakar (kkal/kg)

$h_{a in}$ = entalphi air masuk (kkal/kg)

$h_{a\ out}$ = entalphi air keluar (kcal/kg)

h_e = entalphi gas buang (kcal/kg)

W = kerja engine (kcal/min)

Q = panas yang hilang (heat lost) kcal/min

Entalphi dari gas dan cairan dapat dituliskan sebagai

$$h = c_p T \quad 2.2b$$

dimana

c_p = panas spesifik pada temperatur konstan (kJ/kg.K)

2.2. Perpindahan Panas

2.2.1 Pendahuluan

Dalam cabang ilmu teknik yang biasanya dinamakan ilmu termal (*thermal science*), tercakup ilmu termodinamika (*thermodynamics*) dan perpindahan kalor (*heat transfer*). Perpindahan kalor mempunyai peranan sebagai pelengkap analisa termodinamika yang mempelajari sistem-sistem dalam keseimbangan saja, yaitu dengan menyumbangkan hukum-hukum tambahan yang membuka jalan untuk meramalkan laju perpindahan energi.

Hukum-hukum pelengkap ini didasarkan atas tiga ragam perpindahan kalor yang fundamental, yaitu konduksi atau hantaran (*conduction*), konveksi atau ilian (*convection*), dan radiasi atau sinaran (*radiation*).

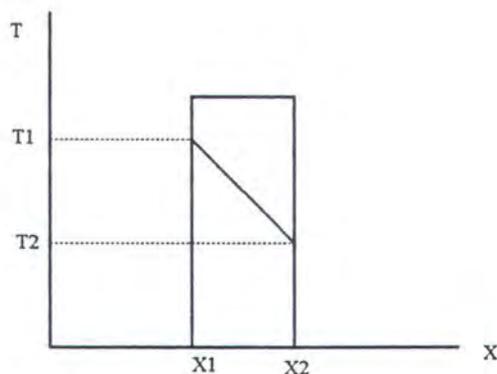
2.2.2. Konduksi

Gradien suhu (*temperature gradient*) yang terdapat dalam suatu bahan homogen akan menyebabkan terjadinya perpindahan energi di dalam medium itu, yang lajunya dapat dihitung dengan

$$q = - kA \frac{\delta T}{\delta n} \quad (2.3)$$

dimana $\delta T/\delta n$ ialah gradien suhu dalam arah normal (tegak lurus) terhadap bidang A. Konduktivitas termal (*thermal conductivity*) k ialah suatu konstanta (tetapan) yang ditentukan dari eksperimen dengan medium itu dan dapat bergantung dari berbagai sifat lain seperti suhu dan tekanan. Satuan k ialah Btu/hr-ft-° F atau W/m.K

Tanda minus dalam persamaan 2.3 diperlukan untuk memenuhi persyaratan hukum kedua termodinamika, yaitu perpindahan energi termal karena adanya gradien termal hanya berlangsung dari daerah yang lebih panas ke daerah yang lebih dingin.



Gambar 2.2. Profil suhu dalam medium yang bersifat linear

Jika profil suhu didalam medium itu bersifat linear (*gambar 2.2*), maka gradien gradien suhu itu (yang merupakan turunan parsial) dapat diganti dengan persamaan yang lebih sederhana sebagai berikut

$$\frac{\Delta T}{\Delta x} = \frac{T_2 - T_1}{x_2 - x_1} \quad (2.4)$$

Sifat linear seperti diatas selalu ditemukan dalam medium homogen yang mempunyai k tertentu dalam perpindahan kalor keadaan stedi (*steady state*).

Perpindahan kalor keadan steady berlangsung bilamana suhu pada setiap titik dalam benda itu, termasuk titik-titik pada permukaan benda, tidak bergantung pada waktu. Jika suhu berubah menurut waktu tentulah ada energi yang menumpuk atau dikeluarkan dari benda itu. Laju penumpukan energi itu ialah

$$q_{\text{menumpuk}} = mc_p \frac{\delta T}{\delta x} \quad (2.5)$$

dimana m ialah hasil kali volume dengan densitas ρ .

2.2.3. Konveksi

Bilamana benda padat bersentuhan dengan fluida bergerak yang mempunyai suhu yang berbeda dari suhu benda itu, maka fluida itu akan membawa energi keluar dari benda itu dengan cara konveksi.

Jika suhu dibagian hulu fluida itu ialah T_∞ suhu permukaan benda T_s , maka perpindahan kalor per satuan waktu adalah

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (2.6)$$

hubungan ini dinamakan hukum Newton tentang pendinginan. Persamaan ini mendefinisikan koefisien perpindahan kalor konveksi (*convective heat transfer coefficient*) h yang merupakan konstanta proporsionalitas (tetapan kesebandingan) yang menghubungkan perpindahan kalor per satuan waktu dan satuan luas dengan beda suhu menyeluruh. Satuan h ialah $W/m^2 K$. Perlu diingat bahwa perpindahan energi fundamental pada bidang batas zat padat-fluida berlangsung dengan cara konduksi, dan energi ini lalu dibawa oleh aliran fluida dengan cara konveksi. Dengan membandingkan (2.3) dan (2.6) kita dapat, untuk $y = n$

$$hA(T_s - T_\infty) = -kA\left(\frac{\delta T}{\delta x}\right) \quad (2.7)$$

dimana subskrip pada gradien suhu menunjukkan bahwa suhu fluida dievaluasi pada permukaan.

2.2.4. Radiasi

Transmisi energi ragam ketiga berlangsung melalui perambatan gelombang elektromagnetik, yang dapat berlangsung baik dalam medium maupun dalam keadaan vakum (hampa). Bukti-bukti dari percobaan menunjukkan bahwa perpindahan kalor radiasi sebanding dengan pangkat empat suhu absolut, sedang konduksi dan konveksi berbanding lurus dengan beda suhu. *Hukum Stefan-Boltzmann* yang fundamental menyatakan

$$q = \tau AT^4 \quad (2.8)$$

dimana T ialah suhu absolut. Konstanta τ tidak bergantung pada permukaan, medium, atau suhu, nilainya ialah $5,6697 \cdot 10^{-8} W/m^2 K^4$.

Pemancar sinar yang ideal, disebut benda hitam (*blackbody*), ialah benda yang memberikan energi radiasi menurut (2.8). Semua permukaan lain memancarkan sinar yang lebih kecil dari yang dihitung dari persamaan itu. Emisi termal dari kebanyakan permukaan benda kelabu (*gray body*)dapat dinyatakan dengan persamaan

$$q = \epsilon \tau AT^4 \quad (2.9)$$

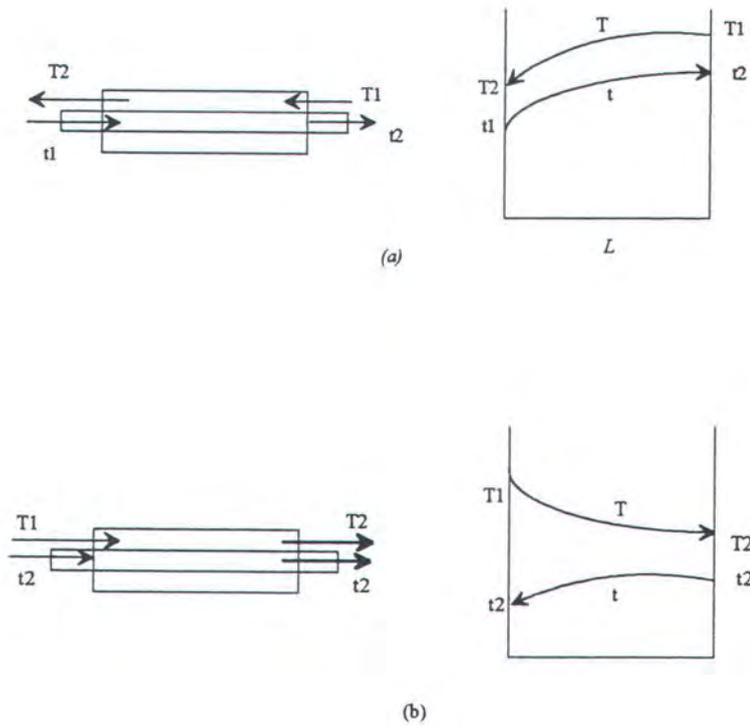
dimana ϵ , yaitu emisivitas (*emissivity*) permukaan, yang nilainya berkisar antara nol dan satu.

2.3. Penukar Kalor (Heat Exchanger)

Didalam bidang pengkondisian udara dan refrigerasi, penukar kalor dipakai secara luas. Penukar kalor adalah suatu piranti yang didalamnya terjadi suatu perpindahan energi dari aliran fluida yang satu ke aliran fluida yang lain melalui permukaan pusat. Jadi penukar kalor merupakan gabungan perpindahan kalor secara konveksi dan konduksi. Rumusan hambatan yang telah dibicarakan, berguna untuk penganalisaan penukar kalor, dengan fluida pertama, dinding, dan fluida ke dua merupakan rangkaian termal hubungan seri.

2.3.1. Distribusi temperatur

Jika suatu penukatar kalor mempunyai 2 fluida dalam arah aliran yang sama, maka penukar kalor tersebut termasuk jenis aliran sejajar (*parallel flow*), dan jika kedua fluida mengalir berlawanan arah maka dinamakan penukar kalor jenis aliran lawan arah (*counter flow*). Distribusi temperatur pada kedua jenis penukar kalor tersebut adalah seperti pada gambar 2.3.a dan gambar 2.3.b dibawah ini.



Gambar 2.3. Distribusi temperatur (a) Counter flow (b) paralel flow

Keterangan :

T = Temperatur fluida panas, K

t = temperatur fluida dingin, K

L = panjang pipa, m

indek 1,2 = adalah sisi masuk dan keluar

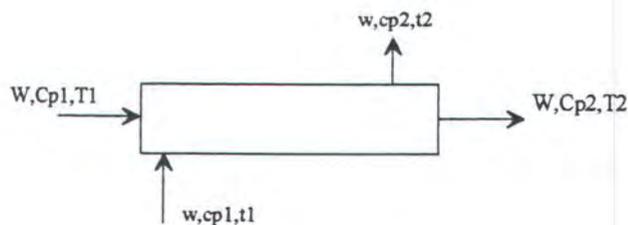
2.3.2. Perhitungan Penukar Kalor

Untuk menentukan laju perpindahan panas pada penukar kalor perlu kiranya untuk menentukan asumsi-asumsi sebagai berikut:

1. Koefisien perpindahan panas menyeluruh U adalah tetap sepanjang lintasan

2. Jumlah fluida yang mengalir adalah tetap
3. Panas spesifik pada tekanan tetap (c_p) adalah tetap sepanjang lintasan.
4. Tidak ada perubahan fase si sistem misal, penguapan dan pengembunan
5. Kerugian panas diabaikan ($dQ = 0$)

Terjadinya pemanasan dan pendinginan fluida di dalam penukar panas diakibatkan adanya perpindahan panas dari fluida ke fluida lainnya, dimana panas yang diserap sama dengan panas yang dilepaskan.



Gambar 2.4.

$$\text{Panas yang dilepas} = W C_p (T_1 - T_2)$$

$$\text{Panas yang diterima} = w c_p (t_2 - t_1)$$

Maka keseimbangan panas

Panas yang dilepas = panas yang diterima

$$W C_p \delta T = w c_p \delta t \quad (2.10)$$

Panas yang dilepas

$$\begin{aligned} Q &= W C_p \delta T = w c_p \delta t \\ &= U.A. LMTD \end{aligned} \quad (2.11)$$

dimana :

W = berat fluida panas yang mengalir, kgb/h

w = berat fluida dingin yang mengalir, kg/h

$\delta T, \delta t$ = perubahan temperatur fluida panas dan dingin, K

C_p, c_p = panas jenis tekanan tetap fluida panas dan dingin, kJ/kg.K

U = koefisien perpindahan panas menyeluruh, kJ/ h.m² .K

A = luasan perpindahan panas atau permukaan luar pipa m²

$LMTD$ = Log Mean Overall Temperature difference, K

$$= \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad (2.12)$$

dimana :

untuk parallel flow $\Delta t_2 = T_1 - t_1$

$\Delta t_1 = T_2 - t_2$

untuk counter flow $\Delta t_2 = T_1 - t_2$

$\Delta t_1 = T_2 - t_1$

Penggunaan LMTD hanyalah suatu pendekatan dalam praktek karena pada umumnya U tidak konstan.

2.4. Refrigerasi Absorpsi

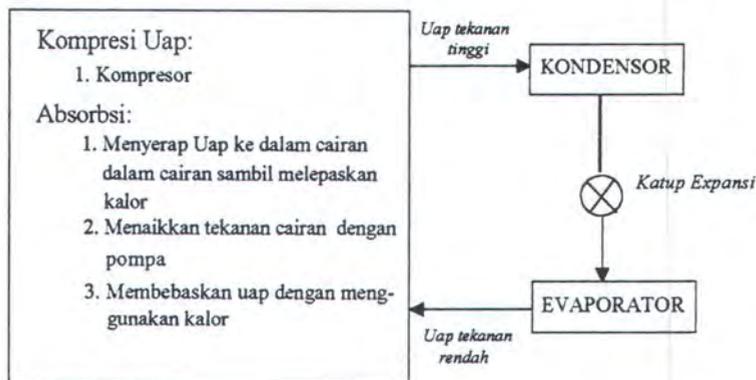
2.4.1 Hubungan daur absorpsi dan daur kompresi uap

Ferdinand Carre, seorang Perancis menemukan sistem absorpsi dan memperoleh hak paten Amerika Serikat pada tahun 1860. Penggunaan sistem absorpsi di Amerika Serikat mungkin dilakukan oleh Negara-negara Konfederasi selama perang sipil setelah suplai es alam dihentikan .

Daur absorpsi hampir sama dalam beberapa hal dengan daur kompresi uap. Sebuah daur refrigerasi beroperasi dengan kondensor, katup ekspansi, dan evaporator seperti tampak pada *gambar 2.5* jika uap tekanan rendah dari evaporator dapat ditransformasikan menjadi uap tekanan tinggi dan dialirkan ke kondensor. Sistem kompresi uap menggunakan kompresor untuk keperluan tersebut. Pertama-tama, sistem absorpsi menyerap uap tekanan rendah ke dalam suatu zat cair penyerap (*absorbing liquid*) yang cocok. Yang terkandung didalam proses absorpsi yaitu konversi dari uap menjadi cair; karena proses ini sama dengan kondensasi, maka selama proses berjalan, kalor dilepaskan. Tahap berikutnya yaitu menaikkan tekanan zat cair dengan pompa, dan yang terakhir membebaskan uap dari zat cair penyerap dengan memberikan kalor.

Daur kompresi uap disebut sebagai daur yang *dioperasikan oleh kerja (work-operated cycle)* karena kenaikan tekanan refrigeran dilakukan oleh kompresor yang memerlukan kerja. Sedangkan daur absorpsi disebut sebagai daur yang *dioperasikan oleh kalor (heat-operated cycle)* karena sebagian besar biaya operasi berkaitan dengan pemberian kalor yang diperlukan untuk melepaskan uap (*refrigeran*) dari zat cair bertekanan tinggi. Sebenarnya dalam daur absorpsi dibutuhkan juga kerja

untuk menggerakkan pompa, tetapi jumlah kerja tersebut cukup kecil dibandingkan dengan kerja yang diperlukan dalam daur kompresi uap.

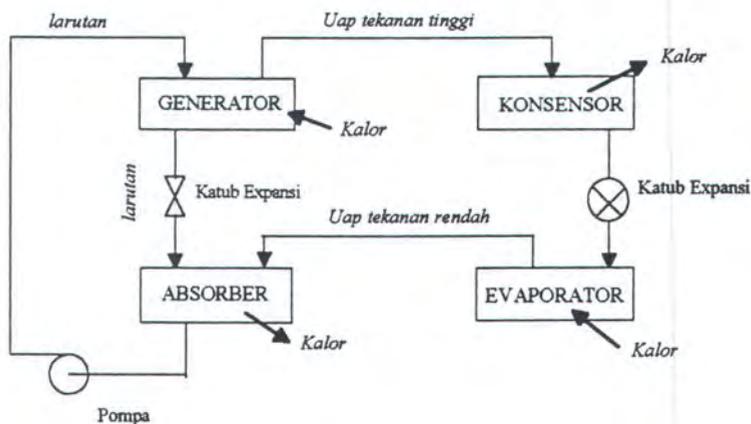


Gambar 2.5. Metode perubahan uap tekanan rendah menjadi uap tekanan tinggi dalam sebuah sistem refrigerasi.

2.4.2 Daur Absorpsi

Daur absorpsi dasar dapat dilihat pada **gambar 2.6** di bawah ini. Kondensator dan Evaporator seperti tampak pada **gambar 2.5**, dan kerja kompresi yang dilakukan oleh sistem, berada pada paruh kiri diagram. Uap tekanan rendah dari evaporator diserap oleh larutan cairan (*liquid solution*) dalam absorber. Jika proses absorpsi ini dilakukan secara adiabatik, suhu larutan naik dan akhirnya absorpsi uap akan berhenti. Untuk mengekalkan proses absorpsi, absorber didinginkan oleh udara atau air yang kemudian melepaskan kalor ini ke udara bebas. Pompa menerima zat cair tekanan rendah dari absorber, meninggikan tekanan zat cair, dan mengirimkan zat cair ke generator. Dalam generator, kalor dari suatu sumber suhu tinggi mendorong lepas uap yang diserap oleh

larutan. Larutan cairan dikembalikan ke absorber melalui katup trotel yang maksudnya adalah untuk memberikan penurunan tekanan guna menjaga beda tekanan antara generator dan absorber.



Gambar 2.6. Unit absorpsi dasar

Pola aliran kalor dari empat komponen penukar kalor pada daur absorpsi yaitu kalor suhu tinggi masuk ke dalam generator sedangkan kalor suhu rendah dari bahan yang hendak didinginkan masuk ke dalam evaporator. Pelepasan kalor dari daur terjadi pada absorber dan kondensor pada suhu-suhu tertentu sehingga kalor dapat dibuang ke atmosfer.

2.4.3. Koefisien Prestasi (Coefficient of Performance) daur absorpsi ideal

Koefisien Prestasi daur absorpsi COP_{abs} atau KP_{abs} didefinisikan sebagai

$$COP_{abs} = \frac{\text{laju refrigerasi}}{\text{laju penambahan kalor pada generator}} \quad (2.13)$$

Pada hal-hal tertentu pemakaian istilah COP (KP) untuk sistem absorpsi kurang menguntungkan karena harganya agak lebih rendah dibandingkan dengan harga dari daur

kompresi uap, (misalnya 0,6 berbanding 3). Harga COP_{abs} yang cukup rendah tidak dianggap sangat merugikan bagi sistem absorpsi karena COP dari dua daur itu didefinisikan secara berlaiman. COP dari daur refrigerasi kompresi uap didefinisikan sebagai harga rasio antara laju refrigerasi dengan daya dalam bentuk kerja yang diberikan untuk mengoperasikan daur. Energi dalam bentuk kerja biasanya jauh lebih berharga dan mahal daripada energi dalam bentuk kalor.

Pemakaian lebih lanjut terhadap perbedaan antara keefektifan absorpsi dan daur kompresi uap diberikan dengan cara pengujian harga COP daur absorpsi ideal. Agar lebih akurat lagi, COP dari daur absorpsi yang dioperasikan oleh kalor seharusnya dievaluasi. *Gambar 2.7* menyarankan bagaimana cara menganalisis, karena proses dalam kotak sebelah kiri terdiri dari suatu daur daya yang membangkitkan kerja yang dibutuhkan untuk melakukan kompresi uap dari evaporator ke kondensor. Kedua daur ini secara skematik diperlihatkan pada *gambar 2.7*. Daur daya menerima energi dalam bentuk kalor q_g pada suhu mutlak T_s , memberikan energi W dalam bentuk kerja ke dalam daur refrigerasi, dan melepaskan sejumlah energi q_a dalam bentuk kalor pada suhu T_a . Daur refrigerasi menerima kerja W dan dengan ini memompa kalor q_c pada suhu refrigersi T_r ke suhu T_a , dimana besaran q_c dilepaskan.

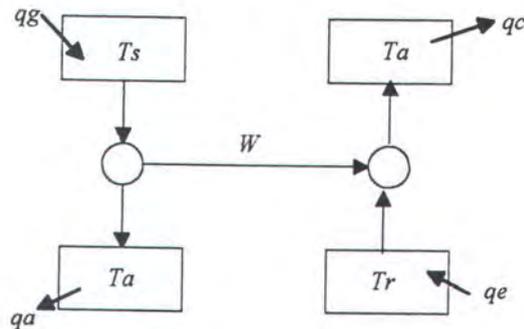
Daur ideal yang beroperasi dengan proses yang secara termodinamika bersifat reversibel antara dua suhu adalah siklus Carnot, pada diagram suhu - entropi tampak berupa empat persegi panjang.

Untuk daur daya pada bagian sebelah kiri dari *gambar 2.7*

$$\frac{q_g}{W} = \frac{T_s}{T_s - T_a} \quad (2.14)$$

dan untuk daur refrigerasi pada bagian sebelah kanan dari *gambar 2.7*

$$\frac{q_e}{W} = \frac{T_r}{T_a - T_r} \quad (2.15)$$



Gambar 2.7. Daur refrigerasi yang dioperasikan oleh kalor sebagai kombinasi daur daya dan daur refrigerasi.

Laju refrigerasi pada Persamaan (2.13) adalah q_e dan laju penambahan kalor pada genetator yaitu q_g . Dengan menggunakan rumusan untuk q_g dan q_e dari persamaan-persamaan (2.14) dan (2.15) berturut-turut COP (KP) nya adalah :

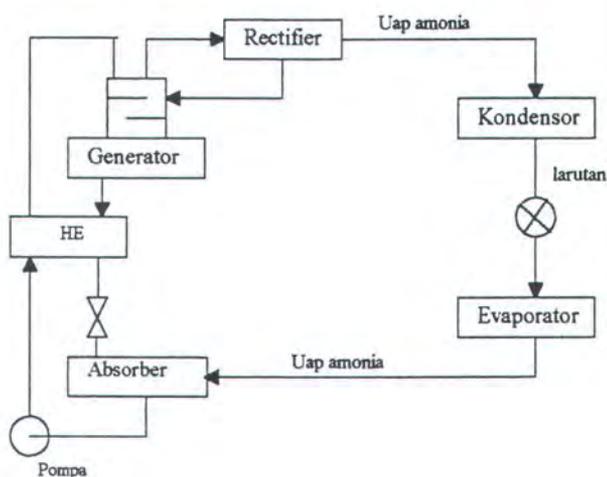
$$COP = \frac{q_e}{q_g} = \frac{WT_r}{T_a - T_r} \cdot \frac{T_s - T_a}{WT_s} = \frac{T_r (T_s - T_a)}{T_s (T_a - T_r)} \quad (2.16)$$

Beberapa kecenderungan dapat diramalkan dari persamaan (2.16)

1. Jika T_s naik, COP naik.
2. Jika T_r naik, COP naik.
3. Jika T_a naik, COP turun.

2.4.4. Sistem air-amonia standard

Pasangan zat yang dapat berfungsi sebagai refrigeran salah satunya adalah air sebagai absorben dan amonia sebagai refrigeran. Kombinasi ini, yang disebut sebagai air amonia dipakai dalam sistem-sistem absorpsi selama bertahun-tahun sebelum kombinasi LiBr-Air menjadi populer. Sistem air amonia, yang diperlihatkan secara skematik pada *gambar 2.8*, terdiri dari semua komponen yang pernah disinggung sebelumnya yaitu generator, absorber, kondensor, evaporator, dan ditambah penukar kalor larutan, *rektifier* dan *analiser*.



Gambar 2.8. Sistem absorpsi air amonia

Penambahan penukar kalor seperti diperlihatkan pada gambar di atas, untuk memindahkan kalor antara kedua aliran larutan. Penukar kalor ini memanaskan larutan dingin dari absorber yang menuju ke generator dan mendinginkan larutan yang kembali dari generator ke absorber. Pada kenyataanya penambahan penukar kalor ini akan mengurangi biaya operasi. Karena salah satu biaya-biaya operasi sistem adalah

penambahan kalor pada generator, dan secara realistik terdapat biaya pula berkenaan dengan pengurangan kalor pada absorber.

Fluida kerja dari sistem, yang ditunjukkan sebagai amonia, NH_3 , diabsorpsi pada suatu tekanan rendah. Larutan $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ mempunyai entalpi yang lebih rendah dari NH_3 dan H_2O jika berada sendiri-sendiri secara terpisah, dan demikian energi haruslah dikeluarkan sebagai panas untuk menimbulkan proses absorpsi.

Perlunya analiser dan rektifier didasarkan atas kenyataan bahwa uap refrigeran yang dilepaskan pada generator (amonia) mengandung juga uap air. Pada saat air ini mencapai jalan menuju evaporator, ia menaikkan suhu disitu. Untuk menyingkirkan uap air sebanyak mungkin, uap yang dikeluarkan dari generator pertama-tama dialirkan berlawanan dengan larutan yang masuk di dalam rektifier. Selanjutnya, larutan dialirkan melalui rektifier, penukar kalor berpendingin air mengkondensasikan larutan kaya air, lalu disalurkan kembali ke analiser. Sejumlah kecil uap air meninggalkan analiser dan harus disalurkan dalam bentuk cair dari evaporator ke absorber.

2.5. Sifat Campuran Biner Fluida Kerja

2.5.1. Sifat campuran biner Aqua - Ammonia

Suatu campuran dikatakan biner jika campuran tersebut mengandung 2 substansi. Campuran dapat berbentuk campuran homogen maupun campuran heterogen. Campuran homogen adalah apabila secara keseluruhan dari substansi melarut secara sempurna. Sedangkan campuran heterogen adalah campuran yang tidak bisa melarut secara sempurna (keseluruhan).

Pemisahan campuran homogen tidak dapat dilakukan dengan menggunakan cara mekanik, tetapi hanya bisa dilakukan dengan proses termal ataupun proses-proses selain proses mekanik. Sedangkan campuran heterogen dapat dipisahkan dengan menggunakan proses mekanik biasa seperti penyaringan dan lain-lain. Pada sistem refrigerasi absorpsi selalu berhubungan dengan campuran homogen yaitu campuran amonia air atau sering disebut aqua-amonia.

Amonia dan air adalah campuran homogen yang sempurna pada seluruh bagiannya. Diperlukan tiga sifat untuk mempelajari campuran homogen. Tiga sifat yang diperlukan tersebut dapat diwujudkan dengan menggunakan peraturan phase Gibb (*Gibb's phase rule*). Tiga sifat yang dimaksud adalah tekanan, temperatur, dan konsentrasi. Konsentrasi didefinisikan sebagai suatu massa amonia yang dikandung dalam suatu unit campuran dan dinotasikan dengan c . Jika c besarnya 0, berarti tidak ada amonia di dalam campuran, ini dinamakan air murni dan sebaliknya jika c unity ($c = 1$), berarti tidak ada air dalam campuran, ini berarti amonia murni.

Pada suatu silinder yang terisolasi, dipisahkan oleh sekat yang memisahkan silinder menjadi 2 bagian. Salah satu bagian, A mengandung c unit massa amonia dan bagian yang lain, B mengandung $(1-c)$ unit massa air. Massa total antara massa air dan massa amonia adalah massa total campuran. Temperatur awal T_1 dan tekanan awal p_1 pada kedua bagian dianggap sama. Jika sekat pada silinder diambil, akan terjadi kontak antara amonia dan air, dan dalam selang waktu tertentu akan bercampur dengan sempurna. Jika percampuran dilakukan secara adiabatik pada suatu tekanan konstan, temperatur dan volume akhir campuran akan berbeda dengan keadaan awal.

Sebelum bercampur misalkan v_a dan h_a adalah volume spesifik dan entalpi amonia serta v_b dan h_b adalah volume spesifik dan entalpi dari air, sehingga total volume sebelum bercampur dinyatakan dengan

$$v_1 = cv_a + (1-c)v_b \quad (2.17)$$

Jika v_2 adalah volume akhir setelah pencampuran akhir, dan tak bisa dihindari bahwa v_1 selalu lebih besar dari v_2 untuk campuran amonia dan air, dan persamaan empiriknya :

$$v_2 = 0,84cv_{fa} + (1-c)v_{fb} \quad (2.18)$$

dimana :

v_{fa} = volume spesifik dari cairan jenuh amonia pada temperatur campuran akhir

v_{fb} = volume spesifik dari cairan jenuh air pada temperatur campuran akhir

Persamaan 2.18 dapat dipakai untuk menentukan volume spesifik aqua-amonia dari konsentrasi yang telah diketahui pada temperatur yang tersedia untuk volume spesifik v_{fa} dan v_{fb} .

Temperatur campuran akhir proses pencampuran adiabatik diatas akan lebih tinggi dari sebelum terjadi proses pencampuran. Jika temperatur akhir dipertahankan sama dengan temperatur awal, proses tidak dapat dilakukan secara adiabatik dan akan membutuhkan masukan energi termal selama proses pencampuran. Pemberian energi

sebagai panas diserahkan sebagai entalpi dari larutan. Dengan mempertimbangkan pencampuran pada tekanan konstan dimana q adalah energi panas yang ditambahkan ke system, dinyatakan h_1 adalah entalpi sebelum pencampuran dan h_2 adalah entalpi setelah pencampuran. Untuk kondisi yang sama seperti diatas dinyatakan

$$h_1 = ch_a + (1-c)h_b \quad (2.19)$$

Jika panas yang diberikan q , pada kondisi steady flow

$$q + h_1 = h_2 \quad (2.20a)$$

Jika temperatur campuran akhir sama dengan sebelum pencampuran, h_2 adalah entalpi per unit massa campuran pada temperatur tersebut, dan T_1 adalah temperatur awal, maka perpindahan energi panas dinyatakan sebagai

$$q_{1-2} = - (h_1 - h_2) = -\Delta h \quad (2.20b)$$

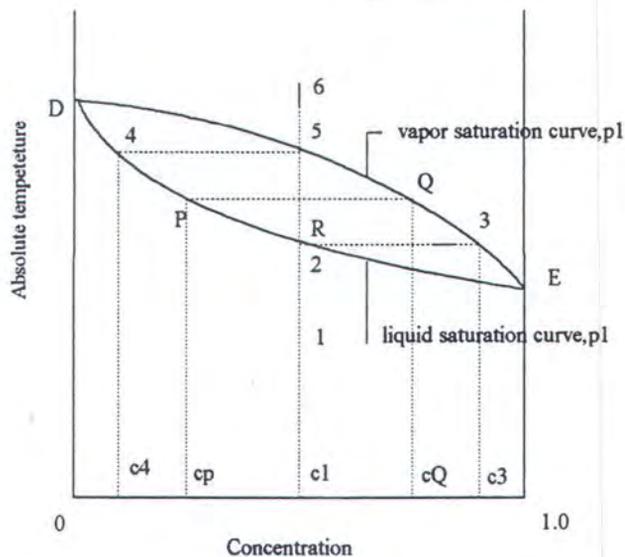
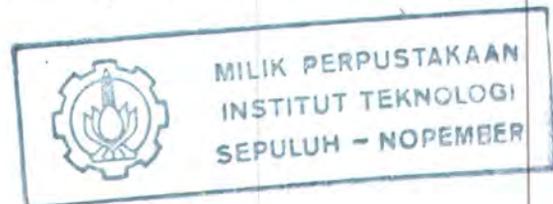
Harga Δh negatif berarti suatu energi panas ditambahkan pada proses pencampuran.

2.5.2. Pemisahan campuran biner (Aqua-ammonia)

Untuk mempelajari cara pemisahan campuran biner, diasumsikan bahwa campuran dalam keadaan campuran homogen, dan metode yang digunakan adalah pemanasan campuran pada tekanan tetap. Dengan meletakkan konsentrasi c_1 sebagai

konsentrasi awal larutan, keadaan dari campuran selama pemanasan pada tekanan konstan p_1 ditunjukkan pada T-c diagram pada *gambar 2.9*.

Pada gambar, titik 1 adalah keadaan awal sebelum pemanasan. Setelah pemanasan sampai pada titik 2 dimana larutan siap dididihkan berlangsung, temperatur mengalami kenaikan secara gradual sementara konsentrasi tetap. Sampai disini kelakuan dari campuran sama seperti pemanasan pada substansi murni dari keadaan sub dingin (*sub-cooled*). Sehingga keadaan larutan sebelum terjadi pendidihan dalam keadaan sub-dingin.



Gambar 2.9. Gambar skematik T-c diagram

Selama pendidihan berlangsung temperatur selalu mengalami perubahan sedangkan tekanan selalu konstan. Diasumsikan bahwa uap yang dihasilkan mempunyai temperatur yang sama dengan larutan. Proses pendidihan ini terus berlangsung sampai

tidak ada larutan yang tertinggal yaitu pada titik 5. Jadi pemanasan berlangsung mulai dari keadaan sub dingin pada titik 1, dilanjutkan sampai pada cairan jenuh pada titik 2 dan uap jenuh pada titik 5. Konsentrasi selama pemanasan tetap sehingga $c_1 = c_2 = c_5$. Pemanasan lebih jauh sampai pada titik 6 akan menyebabkan kenaikan temperatur tanpa mengubah konsentrasi. Keadaan diatas titik 5 dinamakan panas lanjut (*super heated*) pada tekanan p_1 . (terlihat pada gambar).

Larutan yang dididihkan dan uap yang dihasilkan berada diatasnya dengan temperatur T_p seperti terlihat pada diagram dan didapatkan hubungan $T_2 < T_p < T_5$. Jika larutan dididih pada keadaan ini dianalisa, didapatkan bahwa konsentrasi c_p tidak sama dengan keadaan pada titik 2. Demikian pula uap yang dihasilkan pada konsentrasi c_p sampai pada konsentrasi c_Q berbeda dengan keadaan pada titik 2, sehingga $c_p < c_2 < c_Q$.

Kesetimbangan uap setelah selang waktu tertentu, lebih banyak mengandung amonia daripada larutan yang memproduksinya. Dengan semakin meningkatnya temperatur, cairan secara terus-menerus semakin lebih cepat kehilangan banyak amonia daripada kehilangan air. Perubahan ini tampak pada garis 2-P-4 pada T-c diagram.

Garis 2-p-4 ini berhubungan dengan garis 3-Q-5 pada garis uap jenuh. Gelembung uap pertama yang timbul pada pendidihan terjadi pada keadaan titik 3, dan yang terakhir larutan pada keadaan 4 menghasilkan uap pada keadaan 5.

Kebalikan dari proses pemanasan jika uap superpanas pada keadaan 6 didinginkan. Konsentrasi uap sama sampai titik 5 dimana proses kondensasi terjadi. Yang pertama larutan dikondensasikan, sehingga $c_4 < c_5$. Pendinginan terus berlangsung sampai titik 3 yang mana semua uap diatas didinginkan seluruhnya. Pendinginan lebih

jauh (sampai kondisi sub dingin) tidak akan mengubah komposisi $c_2 = c_5 = c_6$, dan hanya memperkecil temperatur saja.

Jika proses pemanasan dan pendinginan yang sama diulangi pada tekanan yang sama, p_1 , tetapi dengan cairan yang komposisi awalnya berbeda, didapatkan mempunyai kelakuan yang sama. Titik-titik seperti 2,P,4,... yang menunjukkan cairan pada variasi konsentrasi pada tekanan yang sama, yang membentuk kurva DPE disebut *kurva cairan jenuh*. Demikian pula titik 5,Q,3 yang membentuk kurva DQE disebut *kurva uap jenuh*. Pada gambar keadaan pada titik P dan Q pada temperatur yang sama menggambarkan uap dan cairan dalam keadaan *equilibrium*. Keadaan D dan E menggambarkan keadaan jenuh yaitu D kaya amonia dan E kaya air. Kurva cairan jenuh dan kurva uap jenuh selalu dipotongkan pada $c=0$ dan $c=1$.

Fraksi cairan yang dididihkan pada keadaan P dibandingkan dengan total massa pada keadaan 1 (keadaan awal) seperti terlihat dalam gambar. Diketahui bahwa temperatur selama pemanasan $T_p = T_r = T_q$ pada takanan p_1 . Menjadi ketentuan bahwa total massa amonia setelah pemanasan sama dengan sesudah pemanasan. Sehingga didapatkan $m_p c_p + (m-m_p)c_q = mc_2 = m_p c_2 + m_q c_2$ dimana m_p = massa cairan didih pada keadaan P dan m =massa total amonia dan air.Kemudian

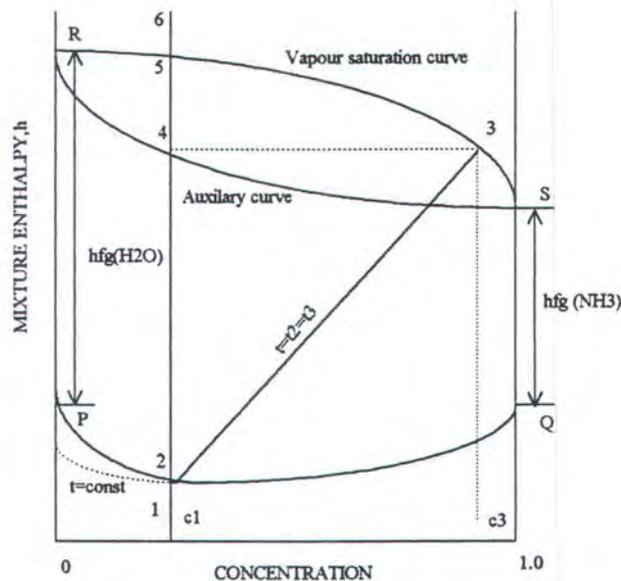
$$\frac{m_p}{(m-m_p)} = \frac{m_p}{m_q} = \frac{(c_q-c_2)}{(c_2-c_p)} = \text{Ruas garis } \frac{RQ}{PR} \quad (2.21)$$

Jumlah m_p/m_q adalah perbandingan massa cairan pada P terhadap massa uap pada Q. Persamaan diatas dinamakan *Hukum Lever*.

2.5.3. Diagram h-c

Diagram h-c dalam praktek lebih penting daripada diagram T-c. Pada diagram h-c, kurva cairan jenuh dan kurva uap jenuh biasanya tidak saling memotong satu sama lain. Pada *gambar (2.10)* secara skematik ditunjukkan uap jenuh pada tekanan p dengan garis R-3-S. Jarak RP antara garis jenuh pada konsentrasi $c=0$ adalah entalpi penguapan air pada tekanan p dan jarak SQ pada konsentrasi $c=1$ adalah entalpi penguapan amonia pada tekanan yang sama.

Jika suatu cairan dibuat jenuh pada temperatur dan tekanan tertentu, kondisi ini dapat diplotkan pada diagram h-c pada perpotongan kurva cairan jenuh. Selanjutnya konsentrasi dapat dibaca pada skala bagian bawah diagram. Pada kasus lain jika temperatur dan konsentrasi dari cairan sub dingin diketahui, maka dapat diplotkan pada h-c diagram pada perpotongan dari garis isotherm dengan ordinat diagram.

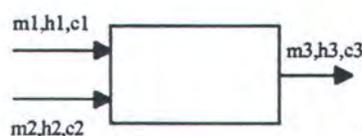


Gambar 2.10. Skema diagram h-c

Pada gambar, daerah antara kurva P-2-Q dengan R-3-S adalah daerah campuran uap dan air (*wet vapour region*). Pada daerah ini tidak mudah untuk menentukan konsentrasi uap dalam kondisi equilibrium. Oleh karena itu dibutuhkan kurva bantu yaitu R-4-S seperti pada gambar.

Untuk menentukan konsentrasasi uap pada temperatur dan tekanan seperti pada titik 2, dibuat garis vertikal yang melalui titik 2 dan dipotongkan dengan kurva R-4-S pada titik 4. Dari titik 4 ditarik garis horizontal sampai bersinggungan dengan garis R-3-S pada titik 3. Keadaan uap pada titik 3 adalah keadaan uap yang akan dicapai. Kemudian ditarik garis lurus pada titik 2 ke titik 3 pada daerah uap basah. Garis lurus penghubung ini dinamakan garis isotherm. Proses penguapan dan perpindahan energi panas dapat ditentukan dengan mudah menggunakan diagram h-c. Jika keadaan awal adalah pada titik 1, energi yang dibutuhkan untuk mencapai keadaan cairan jenuh adalah (h_2-h_1) . Pemanasan sampai terbentuknya uap pada keadaan 5 pada tekanan p dan konsentrasi c_2 entalpinya adalah (h_3-h_2) . Apabila pemanasan terus dilanjutkan sampai titik 6 menyebabkan penambahan energi sebesar (h_6-h_5) . Dengan diagram h-c masalah perpindahan uap biner dapat diselesaikan dengan mudah.

2.5.3.1. Campuran dari 2 aliran massa



Gambar 2.11. Campuran dua aliran massa

Dua aliran massa dengan konsentrasi yang berbesda tetapi mempunyai tekanan sama dicampur menjadi satu aliran dengan komposisi yang uniform. Proses pencampuran dilakukan dengan kerja bebas dan adiabatik, sehingga $q=0$. Aliran 1 dan 2 sebelum bercampur mempunyai konsentrasi c_1 dan c_2 dan campuran mempunyai konsentrasi c_3 . Pada keadaan 1, aliran massa dan entalphi adalah m_1 dan h_1 . Sedangkan pada keadaan 2 dan 3 masing-masing aliran massa dan entalphinya adalah (m_2, h_2) dan (m_3, h_3) .

Keseimbangan aliran massa total adalah

$$m_3 = m_1 + m_2 \quad (2.22)$$

Kesetimbangan massa amonia adalah

$$m_1 c_1 + m_2 c_2 = m_3 c_3 = (m_1 + m_2) c_3 \quad (2.23)$$

Kemudian

$$c_3 = c_1 + (m_2 / m_3)(c_2 - c_1) \quad (2.24a)$$

dan

$$h_3 = h_1 + (m_2 / m_3)(h_2 - h_1) \quad (2.24b)$$

Dengan beberapa manipulasi didapatkan

$$\frac{c_3 - c_1}{c_2 - c_3} = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_3} = \frac{m_2}{m_1} \quad (2.25)$$

didapatkan garis isotherm 4-5 yang benar seperti gambar. Setelah itu didapatkan temperatur pada keadaan 3 yang pasti.

Apabila proses steady flow tidak adiabatik, entalphi pada keadaan 3' diasumsikan sebagai

$$h_{3'} = h_1 + (m_2/m_3)(h_2 - h_1) + q \quad (2.26)$$

dimana q adalah masukan energi per unit massa campuran pada keadaan 3, kcal/kg.

Pensubstitusian h_3 dari persamaan (2.24b) kedalam persamaan (2.26) didapatkan

$$h_{3'} - h_3 = q \quad (2.27)$$

2.5.3.2. Pemisahan campuran aliran massa (campuran Biner)

Suatu campuran biner pada awalnya dalam keadaan sub dingin, 1. Seperti pada *gambar 213* dipanaskan sehingga entalphi akhirnya menjadi

$$h_2 = h_1 + q_{1,2} \quad (2.28)$$

dimana:

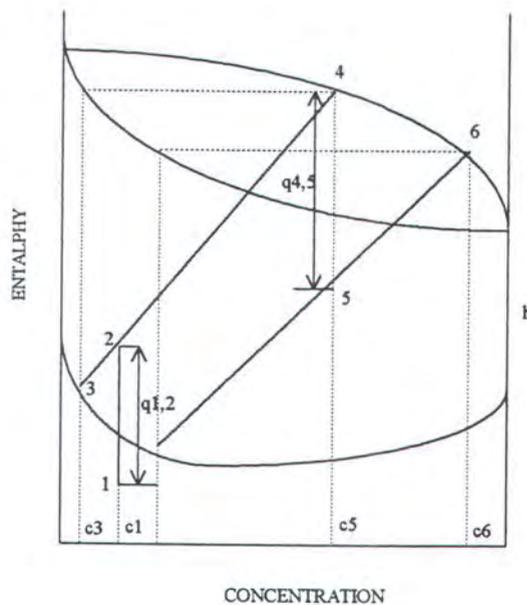
h_1 = entalphi awal, kcal/kg

$q_{1,2}$ = energi panas yang ditambahkan per unit massa, kcal/kg

Jika tekanan dijaga tetap konstan selama pemanasan dan jika $q_{1,2}$ diperlukan untuk mencapai keadaan 2 yang mungkin berada pada daerah uap basah, maka pada kasus ini

temperatur pada keadaan 2 dapat ditentukan dengan memperkirakan garis isotherm 3-2-4 dengan cara mencoba-coba seperti di atas.

Jika campuran pada keadaan 2 dipisahkan dengan cara mekanik biasa ke dalam cairan dan uap, titik 3 menggambarkan keadaan cairan pada konsentrasi c_3 dan titik 4 menggambarkan keadaan uap kering pada konsentrasi uap c_4 .



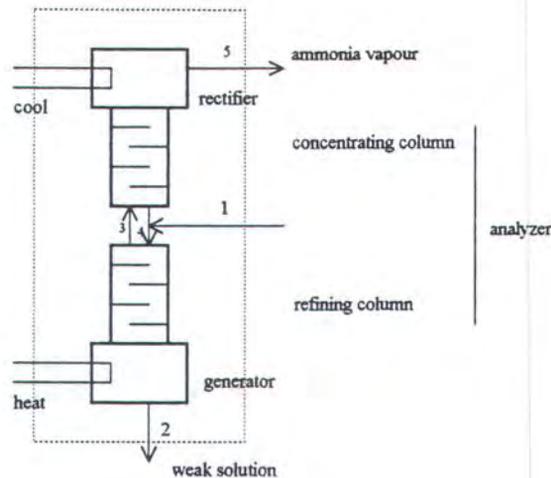
Gambar 2.13. Diagram h-c Pemisahan campuran biner

Dari hukum pencampuran persamaan 2.21

$$\frac{m_4}{m_3} = \frac{c_2 - c_3}{c_4 - c_2} \tag{2.29)}$$

Jadi pemanasan terhadap campuran homogen dapat dipisahkan menjadi 2 fase yaitu fase uap yang lebih banyak mengandung amonia dan fase cairan yang dipisahkannya. Namun

demikian konsentrasi amonia dalam uap belum cukup besar untuk digunakan dalam praktek.



Gambar 2.14. Peralatan pemisah campuran biner

Untuk membuat proses lebih efisien dan dapat menghasilkan uap amonia secara kontinu, dibutuhkan 4 komponen untuk sistem pemisah ,yaitu generator, refining column, concetrating column dan rectifier. System dipertunjukkan seperti ***gambar 2.14***.

Generator adalah suatu peralatan dimana cairan yang masuk dipanaskan untuk menghasilkan uap amonia. Uap yang dihasilkan masih banyak mengandung cairan . Kemudian mengalir keatas berlawanan arah terhadap cairan dingin yang masuk pada 1 dari atas refining column. Baik perpindahan massa maupun perpindahan panas terjadi pada column ini akibat kontak antara uap yang naik dan cairan yang kebawah. Fraksi uap air dalam uap hasil kondensasi meninggalkan uap dan menuju ke puncak refining column

pada titik 3. Uap yang banyak mengandung amonia terus meninggalkan generator. Uap campuran terus mengalir melalui suatu concentrating column yang sama konstruksinya dengan refining column. Pada puncak dari concentrating column adalah rectifier. Di rectifier uap didinginkan oleh air sehingga uap air terkondensasikan. Amonia dikeluarkan dari rectifier pada keadaan 5.

Cairan yang terkondensasikan mengalir ke refining column berlawanan arah dengan uap yang keluar dari rectifier. Kemudian masuk ke puncak refining column pada 4 dan bercampur dengan cairan dingin yang masuk pada 1. Selanjutnya weak solution keluar dari generator pada titik 2. Aliran massa dan kesetimbangan energi adalah

$$m_1 = m_5 + m_2 \quad (2.30a)$$

$$m_1 c_1 = m_5 c_5 + m_2 c_2 \quad (2.30b)$$

$$m_1 h_1 + Q_g = m_2 h_2 + m_5 h_5 + Q_r \quad (2.31)$$

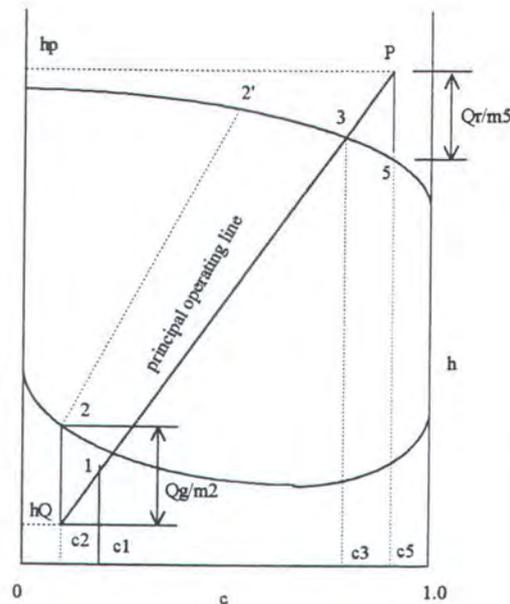
Dari ketiga persamaan diatas dapat disusun

$$\frac{(h_5 + Q_r/m_5) - h_1}{c_5 - c_1} = \frac{h_1 - (h_2 - Q_g/m_2)}{c_1 - c_2} \quad (2.32)$$

dimana keadaan 1,2 dan 5 seperti ditunjukkan pada gambar 2.15. Keadaan 1 adalah larutan sub dingin yang masuk pada temperatur tertentu dan keadaan 2 adalah weak solution yang meninggalkan generator. Keadaan 2' adalah uap yang dilepaskan digenerator dan 5 adalah uap yang meninggalkan rectifier. Dengan memperhatikan titik P dan Q pada diagram h-c didapatkan

$$h_p - h_5 = Q_r/m_5 \quad (2.33)$$

$$h_2 - h_Q = Q_g/m_2 \quad (2.34)$$



Gambar 2.15. Diagram h-c proses rectifikasi

Konsentrasi pada P sama dengan c_5 dan konsentrasi pada Q adalah sama dengan c_2 . Dengan menggunakan persamaan (2.32), titik P,Q dan 1 berada pada satu garis lurus yang sama dan disebut *principal operating line*. Namun kenyataannya tidak mungkin untuk menggambar garis ini tanpa mengetahui Q_g dan Q_r . Oleh karena itu keadaan 3 tidak mudah ditentukan secara tepat pada **gambar (2.15)** apabila tidak ditentukan temperatur uap yang meninggalkan peralatan pemisah. Untuk kondisi ini biasanya diasumsikan bahwa keadaan 3 adalah satu dari penjumlahan pada tekanan generator, dengan temperatur $277^\circ \text{ K} - 279^\circ \text{ K}$ diatas temperatur cairan yang masuk pada titik 1. Dengan diketahuinya letak 1 dan 3 *principal operating line* dapat digambar. Dan juga apabila P dan Q diketahui maka Q_g/m_2 dan Q_r/m_5 dapat ditentukan.

2.6. Perhitungan beban pendinginan ruang akomodasi

Untuk menghitung beban pendingin pada ruang akomodasi, terdapat sumber-sumber panas yang terdapat di sekitar ruang, yaitu

1. Beban transmisi, yaitu kehilangan panas atau perolehan panas yang disebabkan oleh beda suhu antara kedua sisi elemen bangunan.
2. Beban panas matahari, yaitu beban panas yang dilepaskan oleh penjarangan energi matahari melalui komponen bangunan yang tembus pandang atau penyerapan oleh komponen bangunan yang tak tembus cahaya.
3. Beban infiltrasi, yaitu kehilangan atau perolehan kalor yang disebabkan oleh perembesan udara ke dalam ruangan.
4. Beban Internal, yaitu perolehan kalor yang disebabkan oleh pelepasan energi di dalam ruangan (lampu, penghuni, peralatan, dll).

2.6.1. Perhitungan Beban Pendingin Akibat Sumber Panas Transmisi

Prosedur umum untuk perhitungan kalor yang hilang atau kalor yang diperoleh melalui transmisi termal adalah menggunakan persamaan berikut

$$q = A \frac{\Delta t}{R_{tot}} = UA(t_0 - t_1) \quad (2.35)$$

dimana:

$$U = 1/R_{tot}, \text{ W/K}$$

$$R_{tot} = \text{hambatan termal total, K/W}$$

$$U = \text{koeffisien perpindahan kalor total, W/m}^2\text{.K}$$

$$A = \text{luas permukaan, m}^2$$

$$t_0 - t_1 = \text{beda suhu luar dan dalam, K}$$

U adalah fungsi dari hambatan-hambatan termal. *Tabel 2.1* memuat harga-harga hambatan termal untuk bahan bangunan yang umum digunakan.

2.6.2. Beban-beban perembesan udara (infiltrasi) dan ventilasi.

Masuknya udara luar kedalam ruangan mempengaruhi suhu udara dan tingkat kelembaban di ruang tersebut. Biasanya dibedakan pengaruh yang menyangkut dampak suhu (*temperature effect*) seperti beban sensibel dan dampak kelembaban seperti beban laten. Perolehan kalor karena masuknya udara luar dirumuskan sebagai

$$q_{is} = 1.23 Q (t_o - t_i) \quad ; \quad q_{il} = 3000Q(W_o - W_i) \quad (2.36)$$

dimana:

Q = laju aliran volumetrik udara luar, L/det

W = rasio kelembaban air terhadap udara, kg/kg

i_s, i_l = menyatakan sensibel dalam dan laten dalam

Laju aliran volumetrik udara luar adalah

$$Q = V_r + V_m \quad (2.37)$$

dimana :

V_r = laju aliran daur ulang

V_m = laju aliran udara minimum untuk penghuni tertentu, besarnya sesuai

dengan *tabel 2.2*

Prosedur yang seringkali digunakan dalam penentuan beban adalah dengan memperkirakan infiltrasi tersebut dalam bentuk jumlah pergantian udara per jam. Satu pergantian udara per jam adalah laju aliran volumetrik yang jumlahnya sama dengan jumlah ruangan tersebut. Jumlah pergantian udara dapat diperkirakan sebagai fungsi dari kecepatan angin dan perbedaan suhu

$$\text{Jumlah pergantian udara} = a + bV + c(t_o - t_i) \quad (2.38)$$

dimana:

a, b, c = konstanta yang ditentukan dari percobaan

V = kecepatan angin, m/det

Harga-harga dari a, b, dan c dapat dilihat dalam *tabel 2.3*

2.6.3. Beban dari dalam (internal loads)

Sumber-sumber utama perolehan panas dari dalam adalah lampu-lampu, penghuni, dan peralatan- peralatan yang dioperasikan di dalam ruang. Jumlah perolehan kalor dari dalam ruang yang disebabkan oleh penerangan tergantung pada daya dan cara pemasangannya. Jika menggunakan lampu jenis flurescent lamp, energi yang dilepaskan oleh balast harus dihitung juga. Untuk menghitung beban dari penerangan digunakan persamaan berikut

$$q = (\text{daya lampu, Watt})(F_u)(F_d)(CLF) \quad (2.39)$$

dimana:

F_u = faktor penggunaan atau fraksi penggunaan lampu yang terpasang

F_b = faktor balast untuk lampu FL=1.2 untuk fluerescent biasa.

CLF = faktor beban pendingin dari *tabel 2.4*

Sedangkan untuk menghitung beban penghuni berdasarkan persamaan berikut

$$q = \text{perolehan per orang} \times \text{jumlah orang} \times \text{CLF} \quad (2.40)$$

dimana :

q = Beban pendinginan sensibel pendingin

CLF = faktor beban pendinginan dari *tabel 2.6*

Perolehan kalor per orang dapat dilihat dari *tabel 2.5*.

2.6.4. Beban panas matahari melalui permukaan tembus cahaya

Perolehan kalor yang yang disebabkan oleh panas matahari yang jatuh pada suatu permukaan, ditentukan oleh sifat-sifat permukaan tersebut. Sifat-sifat permukaan permukaan dinyatakan dengan

$$\tau + \rho + \alpha = 1 \quad (2.41)$$

dimana :

τ = faktor transmisi

ρ = faktor pemantulan

α = faktor penyerapan

Untuk permukaan yang tembus cahaya seperti jendela, energi matahari yang menembus permukaan tersebut (q_{sg}) dengan satuan Watt adalah

$$q_{sg} = A(\tau I_t + N\alpha I_t) = AI_t(\tau + N\alpha) \quad (2.42)$$

dimana :

I_t = intensitas radiasi pada permukaan luar, W/m^2

N = fraksi radiasi yang diserap dan diteruskan ke dalam ruangan dengan cara konduksi dan konveksi

Pada keadaan steady state, N dapat berharga sama dengan U/h_0 . Pembentukan kembali persamaan yang menggunakan U dan H_0 menghasilkan

$$q_{sg} = AI_t \left(\tau + \frac{U\alpha}{h_0} \right)$$

Bentuk $I_t (\tau + U\alpha/h_0)$ untuk kaca bening satu lembar sering disebut faktor perolehan kalor matahari (*solar heat gain factor-SHGF*). Harga maksimum SHGF untuk dua buah lintang (*latitude*) dalam hitungan bulan dan arah, dimuat dalam *tabel 2.7*.

Koeffisien peneduhan (*shading coefficient, SC*) digunakan untuk menghitung harga SHGF dari jendela-jendela kaca dari jenis lain atau untuk menghitung faktor peneduh alat-alat peneduh bagian dalam, koeffisien ini adalah

$$SC = \frac{\tau + U\alpha/h_0}{\tau + (U\alpha/h_0)_{ss}}$$

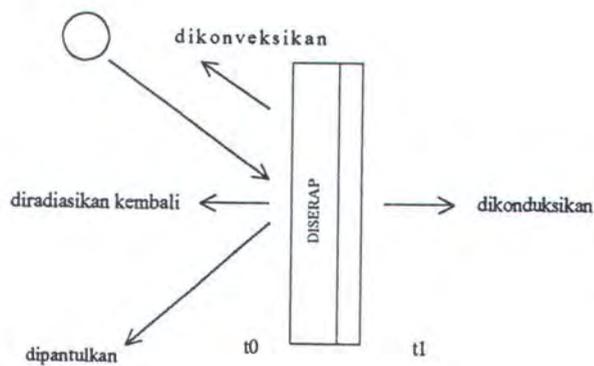
dengan ss menyatakan lembaran kaca bening tunggal (*single sheet*). Harga umum koeffisien peneduhan untuk beberapa jenis kaca dengan atau tanpa peneduh dalam dimuat dalam *tabel 2.8*. Jika ada permukaan luar yang membayangi jendela, maka untuk jendela yang dibayangi tersebut, digunakan harga SHGF jendela yang menghadap ke utara. Energi matahari yang menembus suatu jendela dapat dirumuskan sebagai

$$q_{sg} = (SGHF_{mks})(SC)A \quad (2.43)$$

dengan q_{sg} = energi matahari yang menembus jendela.

2.6.5. Beban panas matahari pada permukaan tak tembus cahaya

Proses perolehan kalor bagi dinding opaque dilukiskan secara skematik dalam gambar 2.16. Sebagian energi dari matahari dipantulkan dan sisanya diserap. Energi yang diterima ini sebagian dikonveksikan dan sebagian diradiasikan kembali ke luar. Sisanya yang diserap diteruskan ke dalam dengan cara konduksi atau sementara disimpan di dalam dinding.



Gambar 2.16. Beban panas matahari pada permukaan tak tembus cahaya.

Faktor transmisi (penerusan) untuk permukaan yang tak tembus cahaya (*opaque*) sama dengan nol, oleh karena itu persamaan untuk dinding dan atap

$$\rho + \alpha = 1$$

sehingga persamaan 2.42 menjadi

$$q_w = \frac{U_w \alpha}{h_0} I_t A$$

Bila transmisi yang disebabkan oleh perbedaan suhu udara dimasukkan, maka

$$q_w = \frac{U_w \alpha}{h_0} I_{tA} + U_w A (t_0 - t_1) \quad (2.44)$$

Persamaan 2.44. dapat disusun kembali menjadi

$$q_w = U_w A \left[\left(t_0 + \frac{\alpha I_t}{h_0} \right) - t_1 \right] \quad (2.45)$$

Dari persamaan 2.45 dapat diketahui jika isi kurung kecil diganti dengan suatu suhu ekivalen t_e , dengan

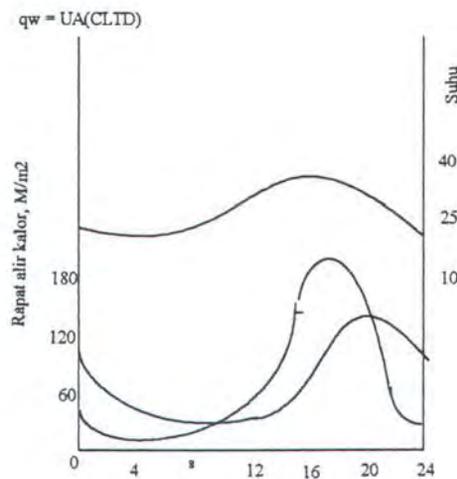
$$t_e = t_0 + \alpha I_t / h_0$$

Maka persamaan 2.44 dapat ditulis dengan

$$q_w = U_w A (t_e - t_1)$$

Suhu ekivalen disebut suhu udara-matahari (*solar-air temp*), merupakan suhu udara yang naik oleh adanya radiasi matahari. Dengan menggunakan suhu udara matahari, perhitungan beban panas matahari pada permukaan tak tembus cahaya lebih mudah dilakukan. Pengaruh penyimpanan termal dalam dinding-dinding tak tembus cahaya tersebut cukup jelas sehingga penggunaan perbedaan suhu ($t_e - t_1$) dapat menghasilkan penaksiran beban yang berlebih (*over estimate*). Untuk menyelesaikan pengaruh penyimpanan termal, telah dirumuskan suatu beda suhu ekivalen yang disebut beda suhu

beban pendinginan (*cooling-load temperature difference, CLTD*) untuk penampang-penampang dinding yang umum digunakan. Flux cahaya matahari pada permukaan dan kapasitas termal massa dinding, keduanya diperhitungkan. Harga-harga CLTD untuk sejumlah dinding dan atap dimuat dalam *tabel 2.9* dan *tabel 2.10*. Dalam menggunakan *tabel 2.9* dan *2.10*. Keharusan untuk memasukkan pengaruh-pengaruh transien digambarkan oleh data pada gambar *2.17*. Disini flux aliran kalor melalui dua dinding yang berharga U sama tetapi perbedaan massanya cukup besar, dialurkan dalam



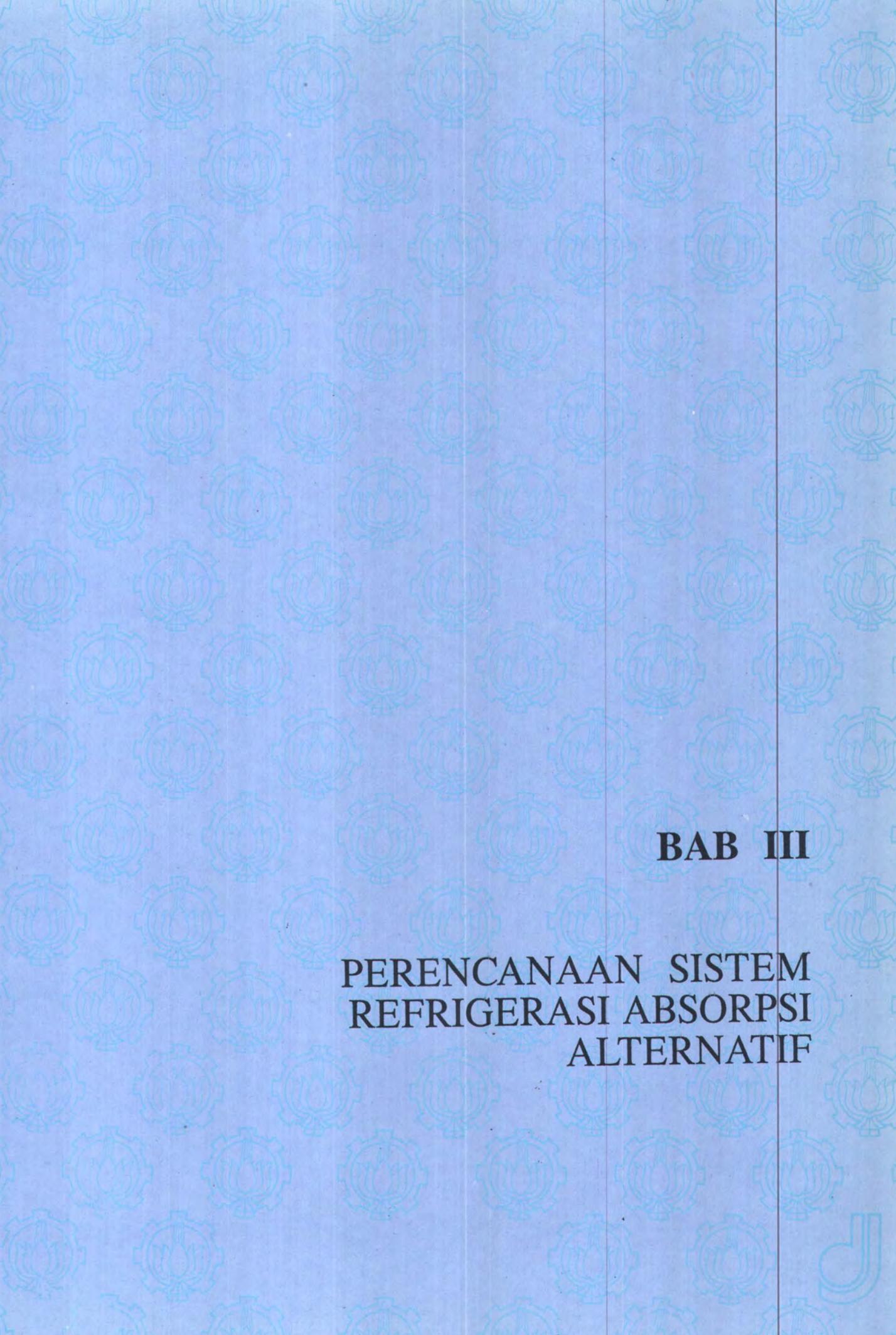
Gambar 2.17. Rapat aliran (flux) kalor melalui dua dinding dengan harga U sama tetapi berbeda massanya

waktu dalam sehari. Dapat dilihat bahwa dalam sehari flux aliran kalor lebih tinggi pada dinding yang massanya lebih besar.

Bila penyimpanan termal dimasukkan, perolehan kalor melalui dinding dirumuskan dengan

$$q_w = UA(CLTD) \quad (2.46)$$

dengan U koefisien perpindahan panas menyeluruh dari dinding.



BAB III

**PERENCANAAN SISTEM
REFRIGERASI ABSORPSI
ALTERNATIF**

BAB III
PERENCANAAN SISTEM REFRIGERASI ABSORPSI
ALTERNATIF

Sistem refrigerasi absorpsi yang direncanakan telah diperkenalkan sebelumnya oleh Platen dan Munter sebagai penyempurnaan sistem refrigerasi yang diperkenalkan oleh A. Einstein dan Leo Szilard pada tahun 1926 dan tahun 1932. Pada sistem yang diperkenalkan oleh Platen dan Munter ini penghasil panas pada generator (sebagai pemisah absorber dan refrigerant) adalah hasil dari pembakaran gas alam atau kerosene, sedangkan sistem yang akan direncanakan disini panas pada generator menggunakan sumber panas dari gas buang. Sistem yang direncanakan diperlihatkan pada *gambar 3.1*.

Kerja mekanik sebagai masukan pada sistem seperti pada sistem refrigerasi konvensional (*misalnya pemakaian pompa*) dapat direduksi sampai nol semenjak sirkulasi fluida dalam sistem bisa dilakukan dengan akibat adanya perbedaan densitas dari fluida kerja. Sebagaimana prinsip bubble pump, untuk mengangkat cairan dari satu tingkatan ke tingkatan lainnya dan untuk mensirkulasikan fluida kerja dalam sistem diakibatkan adanya efek gravitasi. Efek gravitasi menyebabkan fluida yang mempunyai densitas lebih besar akan bergerak ke bawah dan sebaliknya fluida yang mempunyai densitas yang lebih kecil akan bergerak ke atas. Fluida pendingin dalam sistem ini adalah amonia, sebagai mana diketahui amonia dapat dengan cepat berevaporasi pada tekanan parsial di dalam atmosfer gas hidrogen. Hydrogen menjadi pilihan disamping gas lain karena hydrogen tidak korosif, dapat dilarutkan (*insoluble*) dalam air maupun dalam cairan amonia, dan juga hydrogen adalah gas ringan sehingga efek perbedaan densitas

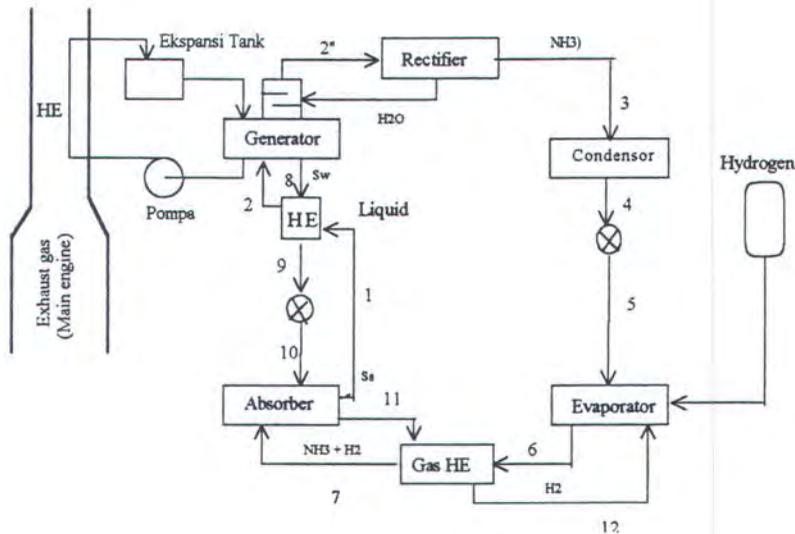
secara penuh dapat digunakan. Sistem yang di atas biasa dinamakan *sistem refrigerasi anhydrous ammonia-hydrogen*.

Siklus kerja dari sistem dapat di jelaskan sebagai berikut. Generator mempunyai concentric tube 1 dan 2, dimana inner tube 1 mengandung campuran aqua-ammonia kuat (*strong solution*). Dengan sedikit pemanasan yang mungkin dihasilkan dari pembakaran gas alam (*natural gas atau kerosene*) atau sumber panas lain, misalnya gas buang untuk sistem pada gambar 3.1, gas panas mengalir sepanjang pipa dari satu sisi ke sisi yang lainnya pada generator.

Energi ini dikonduksikan melalui tube sehingga aliran gas panas sudah cukup untuk menghangatkan aqua amonia kuat yang ada dalam inner tube 1. Kemudian uap amonia dibebaskan dalam bentuk gelembung (*bubble*) di dalam inner tube dan membawa cairan aqua-amonia lemah (*weak solution*) ke atas dan menjatuhkannya ke tube 2 yang diluar. Uap amonia kemudian melalui air cooler rectifier, dimana sebagian besar uap air dikondensasikan dan dikembalikan ke concentric tube 2. Uap amonia meninggalkan rectifier dan menuju condensor, kemudian dikondensasikan pada tekanan 12 atm sampai 14 atm. Cairan amonia selanjutnya menuju evaporator karena pengaruh gaya gravitasi.

Di evaporator, ada suatu atmosfer hydrogen, yang mana cairan amonia siap di uapkan pada tekanan parsialnya. Tekanan parsial dari hydrogen biasanya antara 10 atm sampai 12 atm, sementara tekanan amonia sekitar 2 atm. Sehingga dimungkinkan untuk menguapkan amonia pada suhu dibawah 263° K. Uap amonia yang terjadi di evaporator bersama dengan hidrogen terus bersirkulasi dan mengalir menuju ke absorber dan diserap menjadi campuran aqua-amonia (*campuran NH_3 dan H_2O*) sambil melepaskan kalor Q_a . Hydrogen dan uap amonia adalah campuran gas tidak bereaksi karena

hydrogen adalah *inert gas* yang sudah mempunyai ikatan kimia yang stabil. Campuran aqua-amonia kuat selanjutnya menuju ke generator, sementara hydrogen kembali ke evaporator melewati *gas heat exchanger*.

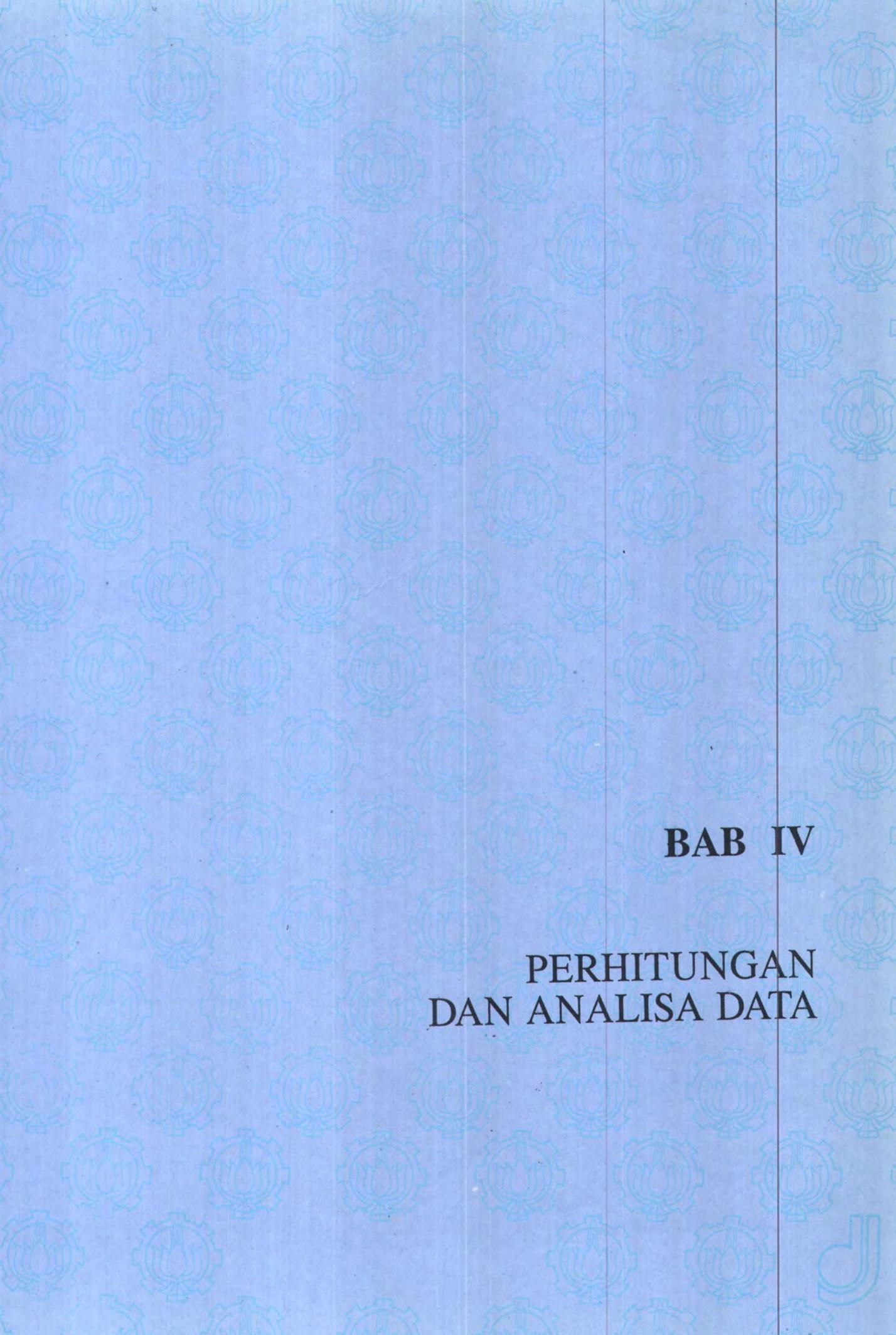


Gambar 3.1. Blok diagram sistem refrigerasi absorpsi alternatif (*anhydrous ammonia -hydrogen*)

Campuran aqua-amonia yang meninggalkan absorber dan menuju generator merupakan campuran aqua-amonia kuat (*strong solution*). Campuran ini saat menuju ke generator terlebih dahulu melewati sebuah liquid heat exchanger, dimana campuran aqua-amonia kuat mendapatkan pemanasan awal akibat pertukaran panas dengan campuran aqua-amonia lemah (*weak solution*) yang kembali ke absorber. Dan siklus terus berlangsung dimulai seperti awal.

Tekanan yang bekerja pada sistem adalah uniform, perbedaan tekanan uap amonia di condensor dengan tekanan uap di evaporator dapat dikompensasi dengan

adanya tekanan hydrogen. Jumlah dari tekanan parsial hydrogen dengan uap amonia di evaporator sama dengan jumlah tekanan amonia di condensor.



BAB IV

**PERHITUNGAN
DAN ANALISA DATA**

BAB IV

PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA

Untuk menganalisa sistem sebelumnya dilakukan perhitungan beban pendingin karena beban pendinginan merupakan beban yang harus ditanggung oleh sistem (sebagai laju refrigerasi). Metode yang digunakan dalam perhitungan beban pendinginan ruang akomodasi adalah metode ASHRAE.

4.1. Perhitungan beban pendinginan pada ruang akomodasi

Untuk menghitung beban pendinginan diasumsikan bahwa seluruh ruang yang akan dihitung mempunyai beban pendinginan yang sama, sehingga perhitungan hanya diambil dari satu ruang akomodasi. Untuk itu diambil dari ruang yang mempunyai beban yang maksimum (perhitungan beban puncak) dan diambil ruangan Chief Officer. Kondisi rancangan dari ruangan yang didinginkan adalah

Temperatur udara luar : 306° K

kelembaban relatif : 90 %

Temperatur ruangan : 298° K

kelembaban relatif : 50 %

Dimensi ruangan

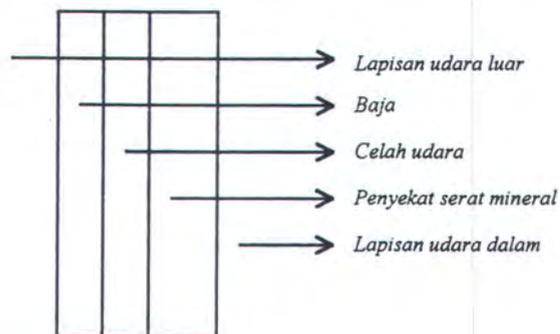
panjang : 3 m

lebar : 2.5 m

tinggi : 2.4 m

4.1.1. Beban transmisi

Untuk menghitung beban transmisi diasumsikan bahwa dinding mempunyai susunan konstruksi terdiri dari lapisan udara luar, baja 10 mm, celah udara, penyekat dari serat mineral, lapisan udara dalam. Hambatan termal dari masing-masing konstruksi bisa dilihat dari tabel 2.1.



Sehingga hambatan total dari tabel 2.1 (*lampiran*) didapatkan :

Lapisan udara luar	: 0.029 m ² .K/W
Baja 10 mm	: 0.32 m ² .K/W
Celah udara	: 0.17 m ² .K/W
Penyekat serat mineral	: 1.49 m ² .K/W
Lapisan udara dalam	: 0.12 m ² .K/W
<hr/>	
R total	: 2.219 m ² .K/W

Sehingga didapatkan nilai U adalah $1/R = 0.45 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Untuk dinding sebelah luar yang terekspos matahari (a).

$$\begin{aligned} \text{Luasan (A)} &= 3 \times 2.4 \\ &= 7.2 \text{ m}^2 \end{aligned}$$



Dari persamaan 2.35 didapatkan

$$\begin{aligned}q &= 7.2 \times (331-298) \times 0.45 \\ &= 106.920 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Dinding (c) yang berhadapan dengan dinding (a) dianggap mempunyai beban transmisi yang sama, sehingga besarnya beban transmisi adalah

$$\begin{aligned}q &= 7.2 \times (331-298) \times 0.45 \\ &= 106.920 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Untuk dinding samping (b) yang bersebelahan dengan dinding (a) dan terekspos matahari

$$\begin{aligned}\text{Luasan (A)} &= 2.5 \times 2.4 \\ &= 6 \text{ m}^2\end{aligned}$$

Dari persamaan 2.35 didapatkan

$$\begin{aligned}q &= 6 \times (331-298) \times 0.45 \\ &= 89.100 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Dinding (d) yang berhadapan dengan dinding (b) dianggap mempunyai beban transmisi yang sama, sehingga besarnya beban transmisi adalah:

$$\begin{aligned}q &= 6 \times (331-298) \times 0.45 \\ &= 89.100 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Untuk atap dan lantai mempunyai konstruksi yang sama dengan dinding. Demikian juga atap dan lantai dari ruangan bersebelahan dengan ruang yang juga dikondisikan pada

temperatur yang sama. Menurut *Stoecker*, setiap permukaan yang berhubungan dengan ruang-ruang yang akan dipertahankan pada suhu yang sama, boleh diabaikan. Maka dari itu untuk atap dan lantai seharusnya diabaikan. Namun jika pada suatu saat ruangan sebelah tidak dikondisikan, akan terjadi perpindahan panas dari ruang sebelah tersebut. Oleh karena itu permukaan atap dan lantai dihitung dengan asumsi ruangan yang bersebelahan tidak sedang dikondisikan.

Untuk atap

$$\begin{aligned} \text{Luasan (A)} &= 3 \times 2.5 \\ &= 7.5 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Dari persamaan 2.35 didapatkan

$$\begin{aligned} q &= 7.5 \times (306 - 298) \times 0.45 \\ &= 27.000 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Untuk lantai dengan luasan yang sama dan dari persamaan 2.35 didapatkan

$$\begin{aligned} q &= 7.5 \times (318 - 298) \times 0.45 \\ &= 67.500 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Jadi beban transmisi total sebesar 486.540 Watt

4.1.2. Beban pendinginan karena infiltrasi panas matahari

Dari persamaan 2.36 didapatkan untuk beban panas sensibel dalam dari beban infiltrasi

$$q_{is} = 1.23 Q (t_0 - t_1)$$

Jumlah pergantian udara perjam didapatkan dari persamaan 2.38 dimana nilai a, b dan c berturut-turut didapatkan dari tabel 2.3. Kecepatan angin diasumsikan 6.7 m/det.

Sehingga didapatkan

$$\begin{aligned}\text{Jumlah pergantian udara} &= 0.15 + (0.010 \times 6.7) + (0.007 \times (306 - 298)) \\ &= 0.273 \text{ kali}\end{aligned}$$

Didefinisikan bahwa satu kali pergantian udara per jam adalah laju aliran volumetrik yang jumlahnya sama dengan volume ruangan yaitu 18 m³. Sehingga untuk 0.273 kali didapatkan laju aliran udara sebesar

$$\begin{aligned}\text{Laju aliran volumetrik} &= (0.273/1) \times 18 = 4.914 \text{ m}^3/\text{jam} \\ &= 1.365 \text{ L/det}\end{aligned}$$

Untuk beban Infiltrasi

- Beban sensibel dari persamaan 2.36 didapatkan

$$\begin{aligned}q &= 1.23 \times 1.365 \times (306 - 298) \\ &= 13.432 \text{ Watt}\end{aligned}$$

- Beban laten infiltrasi

Dari pembacaan bagan diagram *Psikrometrik* didapatkan pada kondisi perancangan, untuk kelembaban relatif udara luar 90% pada 306 °K didapatkan rasio kelembaban sebesar 0.028 kg/kg, sedangkan untuk

kelembaban relatif 50% pada 298 °K didapatkan rasio kelembaban sebesar 0.01 kg/kg.

Dari persamaan 2.36 didapatkan beban panas laten

$$\begin{aligned}q &= 3000 \times 1.365 \times (0.028 - 0.01) \\ &= 73.710 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Beban Ventilasi

- Beban sensibel Ventilasi

Laju pemasukan udara dari persamaan 2.37 didapatkan

$$Q = V_r - V_m$$

dimana $V_r = 0$ karena tidak ada pendauran ulang udara

Sehingga laju pemasukan udara dari tabel 2.2 didapatkan $Q = 10$

Beban sensibel ventilasi

$$\begin{aligned}q_{is} &= 1.23 \times 10 \times (306 - 298) \\ &= 98.400 \text{ Watt}\end{aligned}$$

- Beban panas laten ventilasi dari persamaan 2.36 didapatkan

$$\begin{aligned}q_{il} &= 3000 \times 10 \times (0.028 - 0.01) \\ &= 540.000 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Beban infiltrasi dan ventilasi total 725.542 Watt

4.1.3. Beban dari dalam (*internal load*)

Beban penerangan

Lampu yang digunakan adalah jenis fluorescent (FL 40 WX2) dan faktor balast untuk lampu FL = 1.2. Dengan menggunakan tabel 2.3 dan persamaan 2.39 didapatkan beban penerangan

$$\begin{aligned}q &= 80 \times 1 \times 1.2 \times 0.94 \\ &= 90,240 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Beban pendinginan untuk penghuni

Diasumsikan penghuni berada dalam ruangan selama 8 jam. Dari tabel 2.5 perolehan kalor per orang 150 Watt. Jumlah penghuni 1 orang dan maksimum 2 orang.

Dari tabel 2.6 didapatkan CLF = 1 sehingga dari persamaan 2.40 didapatkan

$$\begin{aligned}q &= 150 \times 2 \times 1 \\ &= 300,000 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Beban dalam total adalah 390,240 Watt

4.1.4. Beban panas matahari melalui permukaan tembus cahaya

Beban panas matahari melalui permukaan tembus cahaya dihitung dengan menggunakan persamaan 2.43. Dalam tabel 2.7 didapatkan harga SGHF maksimum adalah 785 (tidak diperhatikan posisi permukaan karena arah kapal berubah-ubah) yaitu terjadi pada bulan Januari, November. Dan dari tabel 2.8 didapatkan harga SC sebesar 0.95. Luas permukaan yang tembus cahaya adalah (400 mm X 500 mm).

Dari persamaan 2.43 didapatkan

$$\begin{aligned}q &= 785 \times 0.95 \times 0.2 \\ &= 149.150 \text{ Watt}\end{aligned}$$

4.1.5. Beban panas matahari melalui permukaan tak tembus cahaya

Beban panas matahari melalui permukaan tak tembus cahaya dihitung dengan menggunakan persamaan 2.46. Dari tabel 2.10 didapatkan harga CLTD adalah 40. Diambil harga maksimum karena posisi perolehan panas matahari pada permukaan tak tembus cahaya berubah-ubah.

Sehingga dari persamaan 2.46 didapatkan

$$\begin{aligned}q_w &= 0.45 \times 40 \times 7.2 \\ &= 129.600 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Jadi beban pendinginan total karena rambatan panas matahari adalah 278.750 Watt

Beban pendinginan total ruang akomodasi adalah

$$\begin{aligned}q &= 486.540 + 725.542 + 390.150 + 278.750 \\ &= 1880.982 \text{ Watt} \\ &= 26955.224 \text{ kal/min}\end{aligned}$$

4.2. Perhitungan Koefisien Prestasi Sistem Refrigerasi Absorpsi Alternatif (Coefficient of performance)

Untuk menghitung koefisien prestasi dari sistem, sangat penting untuk diketahui kondisi- kondisi khusus dari sistem. Tekanan kerja dari sistem adalah uniform, sehingga

tekanan pada kondensor merupakan penjumlahan dari tekanan amonia pada evaporator dan tekanan hidrogen, sehingga didapatkan

$$\begin{aligned}P_{\text{kondensor}} &= P_{\text{evaporator}} + P_{\text{hidrogen}} \\ &= 2 \text{ atm} + 12 \text{ atm} \\ &= 14 \text{ atm}\end{aligned}$$

Sistem dirancang untuk mengatasi beban panas ruangan sebesar **26955.224 kal/min.** Selanjutnya dapat dikatakan bahwa perpindahan energi panas yang masuk pada Evaporator sebesar $Q_e = 26955.224 \text{ kal/min}$. Kondisi-kondisi khusus dari perancangan sebagai berikut

Temperatur kondensor	: 307 ° K
Tekanan	: 14 atm
Temperatur generator	: 358 ° K
Tekanan	: 14 atm
Temperatur evaporator	: 253 ° K
Tekanan	: 2 atm
Temperatur absorber	: 293 ° K
Tekanan	: 2 atm

Campuran amonia kuat masuk refining column pada temperatur 353 ° K dan temperatur uap amonia yang meninggalkan rectifier sebesar 328 ° CK.

Selanjutnya koindisi-kondisi ini dapat digambarkan pada diagram h-c seperti pada *gambar 4.1*. Keadaan-keadaan pada titik 2,4 dan 8 dalam kondisi equilibrium dan dapat diplotkan pada diagram h-c .

Sehingga dari diagram h-c didapatkan konsentrasi dan entalphi untuk titik-titik tersebut.

Titik 2 , pada tekanan 14 atm dan temperatur 353° K, didapatkan

$$c_2 = 0.475$$

$$h_2 = 75.5 \text{ kkal/kg}$$

Titik 4, pada tekanan 14 atm dan temperatur 328 ° K , didapatkan

$$c_4 = 0.992$$

$$h_4 = 414 \text{ kkal/kg}$$

Titik 8, pada tekanan 14 atm dan temperatur 363 ° K, didapatkan

$$c_8 = 0.42$$

$$h_8 = 88 \text{ kkal/kg.}$$

Untuk menentukan letak titik 4, setelah diketahui tekanan dan temperaturnya, selanjutnya diplotkan pada diagram h-c yaitu pada garis cairan jenuh 14 atm. Dengan bantuan auxiliary line akan didapatkan titik 4 berada pada garis uap jenuh 14 atm. Kemudian konsentrasi dan entalphi pada titik 4 dibaca pada diagram. Konsentrasi pada titik-titik 4,5,6, dan 7 mempunyai konsentrasi yang sama, sehingga dapat dikatakan $c_4 = c_5 = c_6 = c_7 = 0.992$. Demikian pula konsentrasi $c_2 = c_1 = 0.475$ dan $c_8 = c_9 = 0.42$.

Titik 1, pada tekanan 2 atm dan temperatur 293 °K, didapatkan

$$h_1 = 2 \text{ kkal/kg}$$

Titik 5, pada tekanan 2 atm dan temperatur 253 ° K, didapatkan

$$h_5 = 122 \text{ kkal/kg}$$

Titik 9, pada tekanan 2 atm dan konsentrasi 0.42 didapatkan

$$t_9 = 296 \text{ } ^\circ\text{C K}$$

$$h_9 = 9.8 \text{ kkal/kg}$$

Keadaan-keadaan pada titik-titik tersebut diatas selanjutnya dapat dimasukkan dalam tabel dibawah ini.

Keadaan	Tekanan (atm)	Temperatur ($^\circ$ K)	Konsentrasi kg NH ₃ /kg camp	Enthalpi kkal/kg camp.
1	2	293	0.48	2
2	14	353	0.48	75.5
3	14	328	0.99	414
4	14	307	0.99	122
5	2	253	0.99	122
6	2	277.5	0.99	403
7	2	287	0.99	404
8	14	358	0.42	88
9	14	296	0.42	9.8
10	2	296	0.42	9.8

Keseimbangan energi pada **evaporator**, dari persamaan 2.31 didapatkan

Untuk amonia

$$q = m_5 (h_6 - h_7)$$

Untuk hidrogen dengan aliran massa 0.05 kg/min

$$q = m (h_8 - h_{12})$$

Diketahui untuk hidrogen pada temperatur 253 K mempunyai $h = 870.5$ kkal/kg, dan pada suhu 277.5 mempunyai $h = 940.5$ kkal/kg

Sehingga

$$m_5 (h_6 - h_3) + (h_6 - h_{12}) = 26.955 \text{ kkal/min}$$

$$m_5(403-122) + 0.05 (940.5-870.5) = 26.955$$

$$m_5 = 0.083 \text{ kg/min}$$

$$= m_4 = m_5 = m_6 = m_7$$

Keseimbangan energi untuk **absorber**, dari persamaan **2.30a** dan **230b** didapatkan

Aliran massa amonia

$$m_7 + m_9 = m_1$$

$$m_7 c_7 + m_9 c_9 = m_1 c_1$$

Dengan cara substitusi didapatkan

$$m_7 c_7 + m_9 c_9 = (m_7 + m_9) c_1$$

$$m_7 c_7 + m_9 c_9 = m_7 c_1 + m_9 c_1$$

$$m_7 c_7 + m_7 c_1 = m_9 c_1 + m_9 c_9$$

$$m_9 = m_7 \frac{(c_7 - c_1)}{(c_1 - c_9)}$$

$$= 0.083 \frac{(0.992 - 0.48)}{(0.48 - 0.42)}$$

$$= 0.708 \text{ kg/min} = m_8 = m_{10}$$

Untuk menghitung supply panas pada generator harus diketahui jumlah Q_g/m_8 dan Q_r/m_4 dan ini bisa dilakukan setelah diketahui garis principal operating line. Diasumsikan

bahwa kondisi uap di column terletak pada garis principal operating line pada titik 2'. Titik 2' mempunyai temperatur 5° lebih tinggi dari campuran yang masuk pada 2 sehingga $t = 353 + 5 = 358$ °K. Titik 3 diplotkan pada diagram h-c. Titik 2 dan 2' dihubungkan dan diakhiri pada perpotongan garis vertikal yang dimulai dari titik 4 pada Q, dan garis vertikal yang dimulai dari titik 7 pada P.

Dari grafik didapatkan

$$h_p = 475.5 \text{ kkal/kg}$$

$$h_Q = -0.5 \text{ kkal/kg}$$

Sehingga

$$\begin{aligned} Q_g/m_g &= h_g - h_Q \\ &= 88 - (-0.5) \\ &= 88.5 \text{ kkal/kg} \end{aligned}$$

dan

$$\begin{aligned} Q_r/m_4 &= h_p - h_4 \\ &= 475.5 - 414 \\ &= 61.5 \text{ kkal/kg} \end{aligned}$$

Maka

$$\begin{aligned} Q_g &= m_g(h_g - h_Q) \\ &= 0.708 \times 88.5 \\ &= 62.658 \text{ kkal/min} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_r &= m_4(h_p - h_4) \\ &= 0.048 \times 61.5 \\ &= 2.952 \text{ kkal/min} \end{aligned}$$

Dengan demikian COP dari sistem dapat diketahui dari persamaan 2.13

$$\begin{aligned}
 COP &= \frac{\text{Laju refrigerasi}}{\text{laju aliran panas pada generator}} = \frac{Q_e}{Q_g} \\
 &= \frac{26.955}{62.658} \\
 &= 0.43
 \end{aligned}$$

4.3 Perhitungan laju aliran energi pada gas buang dari neraca keseimbangan energi

Untuk menganalisa keseimbangan energi data-data diambil dari motor induk kapal Caraka Jaya III dengan spesifikasi sebagai berikut

Merk	: Nigata
Type	: 8 PA 5 L
Number of cylinder	: 8 in-line
Bore	: 255 mm
Stroke	: 270 mm
Speed MCR	: 900 rpm
	: 15 rps

Volume displacement dari motor induk adalah

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{3.14 (255)^2 270}{4 (100)^2 1000} \\
 &= 0.013789 \text{ m}^3
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Tekanan rata-rata} &= 136.75 \text{ kgf/cm}^2 \\ &= 13411.072 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Dari persamaan 2.1b didapatkan daya indikasi hasil pembakaran bahan bakar dari motor induk adalah

$$\begin{aligned} P &= 13411.0725 \times 0.013789 \times 15 \\ &= 2773.887 \text{ KW} \end{aligned}$$

Pada keseimbangan energi motor induk diberikan bahwa energi efektif dari hasil pembakaran sebesar 41.62 %.

Sehingga total energi (100 %) sebesar

$$\frac{2773.887}{\text{total energi}} \times 100 \% = 41.62 \%$$

$$\text{Total energi} = 6664.793 \text{ KW}$$

Panas yang hilang pada gas buang sebesar 31.00% , sehingga

$$\frac{\text{Panas gas buang}}{6664.793} \times 100 \% = 31.00 \%$$

$$\text{Panas gas buang} = 123965.154 \text{ kJ/min}$$

$$= 29607.837 \text{ kkal/min}$$

4.4. Perhitungan masukan panas pada generator dan gas buang

Masukan panas pada generator sebesar 62658 kkal/min dihasilkan dari gas buang.

Untuk mendapatkan panas dari gas buang ini, dilakukan dengan mensirkulasikan air

panas pada heat exchanger pada gas buang. Sementara perpindahan panas pada generator dapat ditentukan dengan mengasumsikan bahwa panas yang dilepas dari air panas sama dengan panas yang diterima pada campuran amonia-air di generator.

Berdasarkan persamaan 2.10 didapatkan

$$w_{\text{air}} c_{p \text{ air}} \delta T = w_{\text{cam}} c_{p \text{ cam}} \delta T = 15740.579 \text{ kJ/jam}$$

Direncanakan temperatur air yang masuk sebesar 365°K , dan aliran massa air sebesar 600 kg/jam . C_p air pada suhu 365°K sebesar $4.6024 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{K}$.

Maka didapatkan

$$600 \times 4.6024 \times (365 - T_{\text{out}}) = 15740.579 \text{ kJ/jam}$$

$$T_{\text{out}} = 360^\circ \text{K}$$

Jika direncanakan temperatur air yang keluar dari heat exchanger pada gas buang sebesar 368°K , maka perkiraan kehilangan panas selama perjalanan berdasarkan persamaan 2.10 didapatkan

$$\begin{aligned} q &= 600 \times 4.6024 \times (368 - 365) \\ &= 8281.800 \text{ kJ/jam} \end{aligned}$$

Maka panas yang harus dipindahkan dari gas buang adalah

$$\begin{aligned} q &= 15740.579 + 8281.800 \\ &= 24022.379 \text{ kJ/jam} \end{aligned}$$

Temperatur air panas yang masuk dapat dihitung dengan persamaan 2.10

$$24024.379 = 4.6024 \times 250 \times (98 - T_{in})$$

$$T_{in} = 359^\circ\text{K}$$

Laju perpindahan panas pada gas buang

Untuk menghitung laju perpindahan panas pada gas buang, harus dihitung terlebih dahulu laju aliran massa gas buang. Berdasarkan persamaan keseimbangan energi pada motor diesel didapatkan bahwa laju aliran massa gas buang adalah jumlah dari aliran massa bahan bakar dan aliran massa udara.

Sehingga didapatkan

$$m_e = m_u + m_f$$

Laju aliran massa bahan bakar (m_f)

$$\begin{aligned} m_f &= sfc \times N \\ &= 0.1455 \times 3771.96 \\ &= 548.82 \text{ kg/jam} \end{aligned}$$

Laju aliran massa udara (m_u)

Untuk menghitung laju aliran udara harus diketahui lebih dulu komposisi berat bahan bakar. Bahan bakar yang digunakan mempunyai komposisi berat sebagai berikut:

Hidrogen : 11.472 %

Carbon	: 87.00 %
Sulphur	: 1.3 %
Nitrogen	: 0.22 %

Pembakaran unsur Hidrogen (H₂)

Persamaan reaksi pembakaran hidrogen adalah sebagai berikut



Berat atom hidrogen 1 dan berat atom Oksigen adalah 16, maka kebutuhan Oksigen untuk membakar 2 mol hidrogen untuk menghasilkan 1 mol air adalah

$$\frac{18}{2} \times 0.11472 = 0.918 \text{ kg/kg bb}$$

Pembakaran unsur Hidrogen (C)

Persamaan reaksi pembakaran carbon adalah sebagai berikut



Berat atom carbon 12 dan berat atom Oksigen adalah 16, maka kebutuhan Oksigen untuk membakar 1 mol hidrogen untuk menghasilkan 1 mol CO₂ adalah

$$\frac{32}{12} \times 0.87 = 2.320 \text{ kg/kg bb}$$

Pembakaran unsur Sulphur (S)

Persamaan reaksi pembakaran sulphur adalah sebagai berikut



Berat atom sulphur 32 dan berat atom Oksigen adalah 16, maka kebutuhan Oksigen untuk membakar 1 mol hidrogen untuk menghasilkan 1 SO₂ adalah

$$\frac{32}{32} \times 0.87 = 0.013 \text{ kg/kg bb}$$

Pembakaran unsur Nitrogen (N)

Nitrogen merupakan gas yang stabil (*inert*) sehingga sukar bereaksi pada proses pembakaran dan hanya bisa bereaksi pada kondisi khusus yaitu pada suhu lebih tinggi dari 2273 ° K. Oleh karena jumlah nitrogen sebelum dan sesudah pembakaran adalah tetap.

Kebutuhan total Oksigen (O₂) adalah

$$2.32 + 0.918 + 0.013 = 3.251 \text{ kg/kg bb.}$$

Misalkan udara terdiri dari 21 % Oksigen dan 79 % nitrogen, maka kebutuhan udara adalah

$$\begin{aligned} w_t &= 3.251 \times \frac{100}{21} \\ &= 15.48 \end{aligned}$$

Adanya faktor kelebihan udara menyebabkan kebutuhan udara sebenarnya lebih kecil.

Faktor kelebihan udara berkisar antara 8% - 15 %

Sehingga kebutuhan udara sebenarnya adalah

$$\begin{aligned} w_{ud} &= (1+0.08)15.48 \\ &= 16.714 \text{ kg ud/kg bb.} \end{aligned}$$

Aliran massa udara didapatkan

$$\begin{aligned}m_u &= \text{sfc} \times N \times w_{ud} \\ &= 0.1455 \times 3771.96 \times 16.714 \\ &= 9175.39 \text{ kg/jam}\end{aligned}$$

Maka laju aliran massa gas buang (m_e) adalah

$$\begin{aligned}m_e &= m_u + m_f \\ &= 548.82 + 9175.39 \\ &= 9724.215 \text{ kg/jam}\end{aligned}$$

Panas yang dipindahkan dari gas buang ke heat exchanger dihitung dengan persamaan 2.10, dengan c_p gas buang 1.084 kJ/kg °K dan suhu awal (T_0) sebesar 673 °C.

$$\begin{aligned}24024.379 &= 9724.215 \times 1.084 \times (673 - T_1) \\ T_1 &= 670 \text{ °K}\end{aligned}$$

Untuk menghindari terjadinya kondensasi gas buang yang mengakibatkan terbentuknya gugusan air yang menyebabkan terjadinya korosi maka suhu gas buang yang keluar tidak boleh lebih kecil dari 573 °K (berdasarkan Marine Diesel). Berdasarkan beberapa referensi, pemakaian panas gas buang sebesar 20 % merupakan usaha yang baik. Meskipun secara perhitungan pemakaian bisa lebih besar dari 20%, tapi akan mengakibatkan dampak lain pada back pressure dan akan menurunkan daya efektif mesin.

Panas gas buang yang diambil untuk turbocharge dapat dicari dengan persamaan 2.10 dengan temperatur gas buang yang masuk (T_{in}) = 803 °K dan temperatur keluar (T_{out}) = 671 °K adalah

$$\begin{aligned} q &= 9724.215 \times 1.084 \times (803-671) \\ &= 1370336.378 \text{ kJ/jam} \end{aligned}$$

Panas gas buang total sebelum diambil panasnya untuk turbocharge (100 %) adalah

$$\begin{aligned} q &= \text{panas yang diambil di turbocharge} + \text{panas yang terbuang} \\ &= 1370336.378 + 7437909.240 \\ &= 8808245.618 \text{ kJ/jam} \end{aligned}$$

Persentase pemakaian panas untuk turbocharge terhadap panas gas buang total adalah

$$\frac{1370336.378}{8808245.618} \times 100\% = 15.56\%$$

Dengan batasan maksimal energi yang bisa dimanfaatkan sebesar 20 % (Kent's hand book), maka sisa energi yang bisa dimanfaatkan pada heat exchanger sebesar $20\% - 15.56\% = 4.4\%$.

Maka

$$\begin{aligned} \frac{4.4}{100} \times 8808245.816 &= 387562.807 \text{ kJ/jam} \\ &= 1542.758 \text{ kkal/min} \end{aligned}$$

Kebutuhan panas yang harus diberikan pada generator untuk satu ruangan sebesar 95.625 kkal/min. Untuk kebutuhan 14 ruangan yang harus dikondisikan diperlukan panas sebesar $14 \times 95.625 \text{ kkal/min} = 1338.75 \text{ kkal/min}$

Temperatur keluar gas buang setelah melewati Heat Exchanger adalah

$$336341.306 = 9724.215 \times 1.084 \times (673 - T_{out})$$

$$T_{out} = 641^{\circ}\text{K}$$

4.5 Perhitungan Kenaikan efisiensi Power Plant

Dari perhitungan didapatkan panas gas buang yang bisa dimanfaatkan kembali sebesar 336341.306 kJ/jam. Persentase panas terhadap energi total pembakaran adalah

$$\frac{336341.306}{23993254.800} \times 100\% = 1.4 \%$$

Ini merupakan energi yang bisa dimanfaatkan dan merupakan peningkatan efisiensi Power Plant. Sehingga neraca energinya menjadi

Kerja Efektif	= 41.62 %
Panas refrigerasi	= 1.40 %
Kehilangan gas buang	= 29.60 %
Kehilangan Pendinginan air	= 11.19 %
Kehilangan Pendinginan pelumas	= 4.28 %
Kehilangan Pendinginan udara	= 9.08 %
Kehilangan Pendinginan ME	= 0.83 %
Radiasi	= 2.00 %



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari perhitungan yang telah dilakukan terhadap perencanaan sistem refrigerasi absorpsi alternatif akhirnya dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

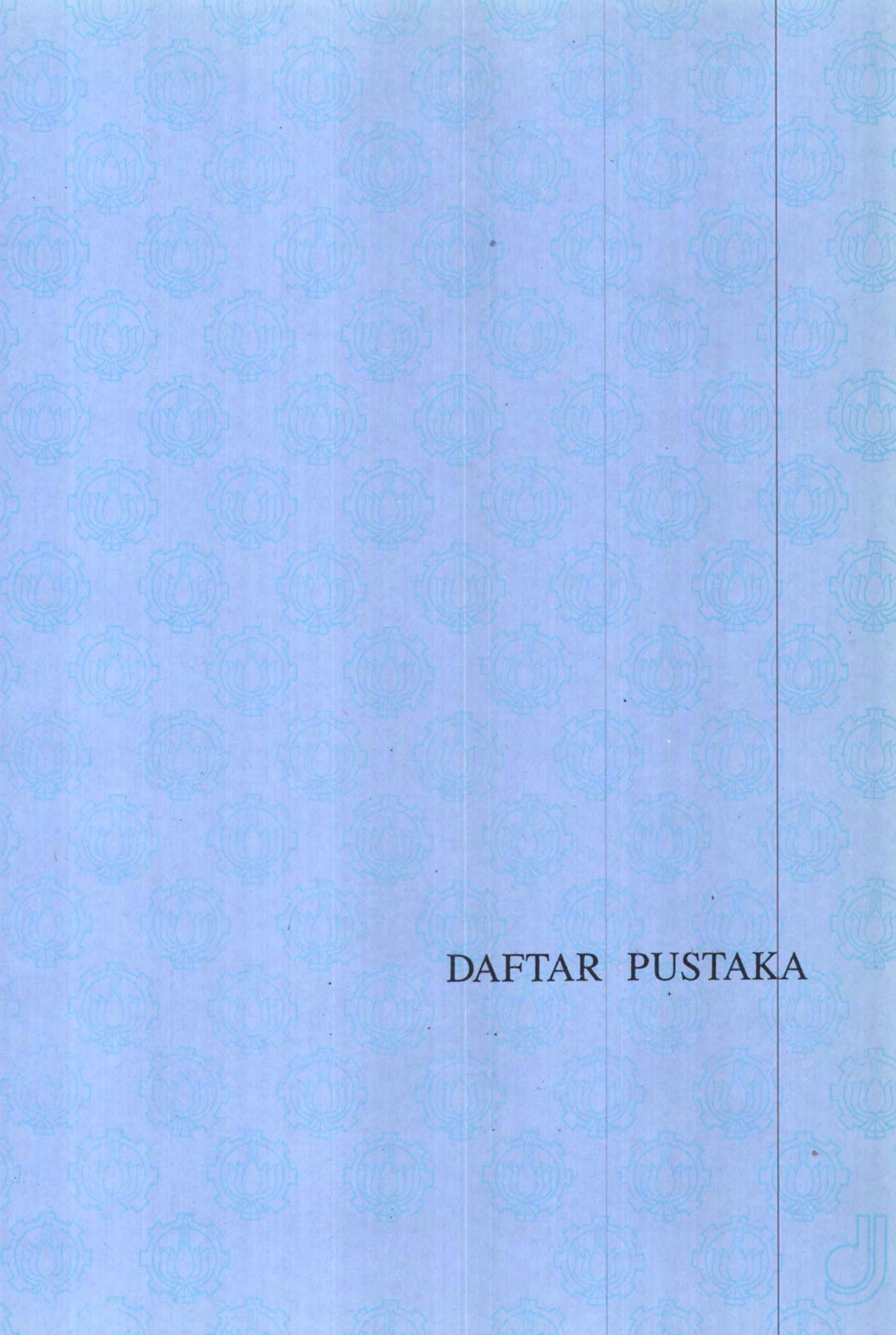
1. Sistem refrigerasi layak digunakan dengan harga COP 0.43. Kecilnya harga COP jika dibandingkan dengan COP standart (COP = 0.60) tidak menjadi masalah karena suplai panas pada generator (Q_g) merupakan energi dari gas buang yang tidak termanfaatkan.
2. Energi gas buang mampu memberikan suplai panas pada generator sebesar 80325.000 kkal/jam. Suplai panas ini menyebabkan penurunan temperatur sebesar 31° K. Sehingga temperatur keluar gas buang pada Heat Exchanger adalah 641° K.
3. Peningkatan efisiensi dari Power Plant karena pemakaian panas gas buang sebesar 1.4 %. Penurunan kehilangan energi pada gas buang turun menjadi 29.6 %. Meskipun peningkatannya sangat kecil namun energi panas ini sangat berarti untuk sistem.

5.2 Saran

1. Karena pemakaian energi gas buang maka akan terjadi penurunan temperatur dan tekanan setelah keluar dari Heat Exchanger. Hal ini sangat berpengaruh

pada back pressure di saluran buang khususnya pada silencer. Juga berpengaruh terhadap terkondensasinya uap air yang menyebabkan korosi. Oleh karena itu perlu diadakan perencanaan silencer kembali.

2. Karena kecilnya energi yang dibutuhkan pada generator, maka kemungkinan pemakaian panas matahari sebagai pemasok panas pada generator sangat besar.

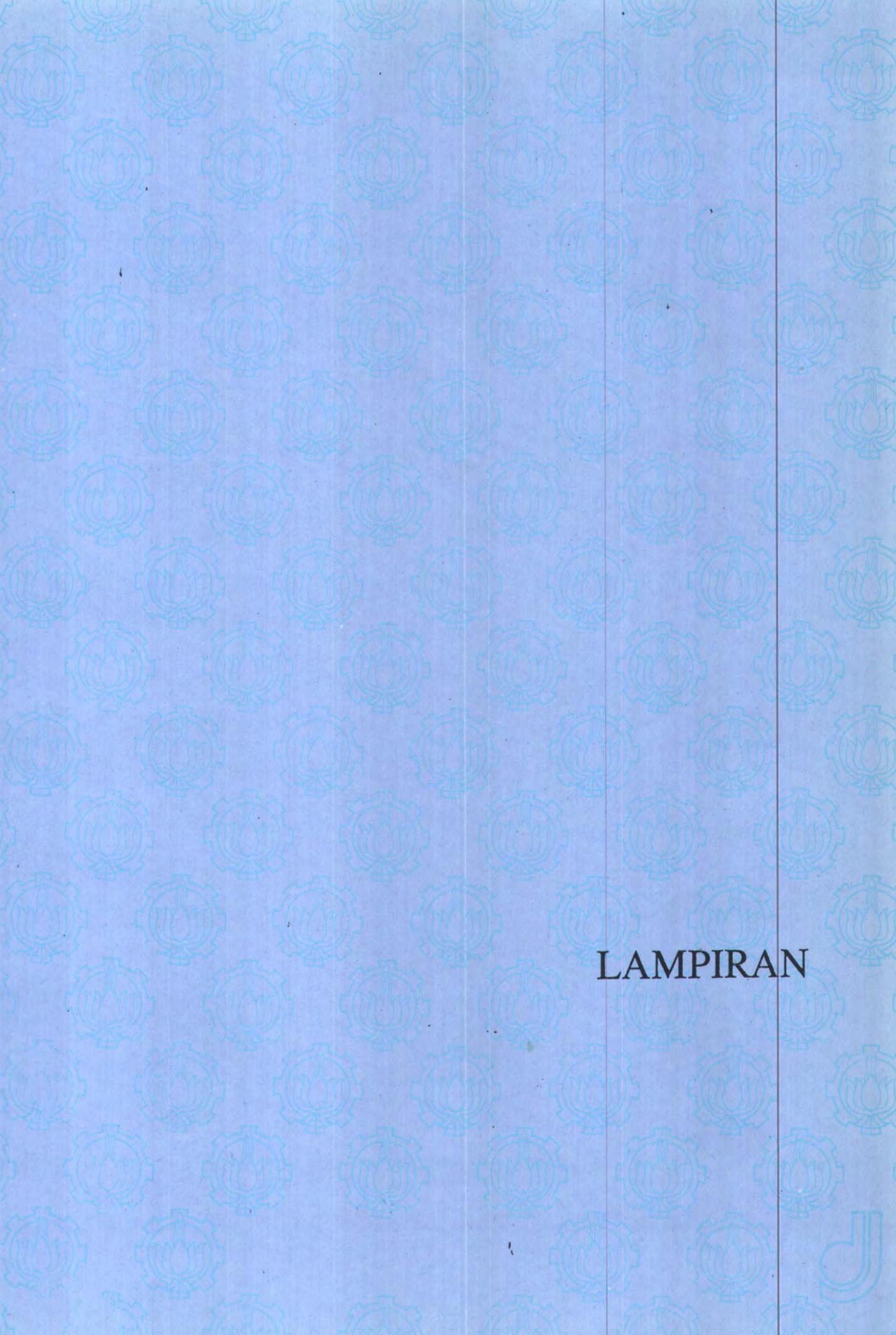


DAFTAR PUSTAKA

DAFTAR PUSTAKA

1. Harrington, R.L, *Marine Engineering*, The Society of Nafal Architects and Marine Engineers, USA , 1992.
2. Kern,D.Q, *Process Heat Transfer*, 24th edition, Mc Graw Hill ,Inc, 1988
- 3.Reynolds,W.C.-alih bahasa Dr. Ir. Filino Harahap MSc, *Termodinamika Teknik*, Erlangga, 1989.
4. Pitts,D.R, Ph.D, -alih bahasa Ir.Jasjfi MSc,*Perpindahan Kalor*, Erlangga, 1987.
5. Maleev, V.L, *Diesel Engineering Operation and Maintenance*, Mc Graw Hill ,Inc, 1954.
6. Bughart, *Marine Diesel*, Prentice-Hall, Inc,1983
7. Kadambi, *Refrigeration Air Conditioning and Environmental Control in India*, Prentice-Hall of India Private Limited, New Delhi, 1968.
8. Sparks, *Mechanical Refrigeration*, Mc Graw Hill ,Inc,1959.
9. Stoecker,W,F,- alih bahasa Ir Supratman Hara, *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*, Erlangga,1994.
10. Kent's, *Mechanical Engineers' Hand Book*, Two Volume, 12th edition, John Wiley & Sons, Inc, 1950
11. Holman,JP, *Heat Transfer*, Mc Graw Hill ,Inc, 1986
12. Arismunandar,W, *Motor Diesel Putaran Tinggi*, Edisi Ketujuh,Pradnya Paramita, Jakarta,1993.

W
dja



LAMPIRAN

PRINCIPAL DIMENSION KM CARAKA JAYA III

Length over all	: 98.00 m
Length perpendicular	: 92.00 m
Breadth moulded	: 16.50 m
Depth moulded to upper deck	: 7.80 m
Depth moulded to 2nd deck	: 7.80 m
Design load draft moulded	: 5.50 m

Deck height (at ships center line):

Upper deck - f'castle deck (at FP/ aft end)	: 2.50/2.20 m.
Upper deck - poop deck	: 2.40 m
Poop deck - boat deck	: 2.40 m
Boat deck - bridge deck	: 2.40 m
Bridge deck - navigation bridge deck	: 2.40 m
Navigation bridge deck - compass flat	: 2.40 m

Sheer on upper deck due to camber only (no sheer on upper deck center line)

Camber of deck (for 16.5 m breadth) on upper deck-f'castle deck (straight line with knuckle)

	: 0.25 m
Other deck above upper deck (straight line)	: 0.10 m
Gross Register Tonnage	: 3600 tonnes

Design Condition

- Outside temperatur : 33° C / 90% RH
- Room temperatur : 26° C / 50% RH
- Cooling sea water : 32° C
- Recirculating : Recirculating, 20 % of fresh air are added continously

Normal cooling condition shall be based on recirculating with 15 % fresh air added.

Temp. Condition Of Circumference

- Exposed deck : 58 °C Sunshine
- Do : 38 °C Shade
- Exposed Wall : 48 °C Sunshine
- Do : 38 °C Shade
- Engine Room : 45 °C

Deck Composition and Flooring

Deck surface in the list herein bellow shall be finished as follow

6mm thick latex deck publik composition and 2mm thick vinyl tiles	All private room, all room , wheel house, and radio space
8 mm thick latex deck composition	Other living room, tally office and passage way in accomodation
3.5 mm thick rubber	Engine control room
Antislip paint	Navigation bridge wings direcly on painted deck

The deck surface of other part shall not be covered with deck composition and flooring.

Accommodation - General description**Complement**

Decoration Standard	Occupant	Room Name
Captain class	1	Captain,C/Engineer
Officer class	1	C/officer, 1/engineer 2/officer, 3/officer, 2nd engineer, Radio operator
Petty officer class	3/2	P/off x 3
Crew class	2	crew x 1
Cadet	2	cadet x 1
Officer spare	2	cadet x 1
Total	23 person	spare (2x1)

Natural Lighting

List of windows	No and type for each room		Size (mm)
	Fixed	Hinged	
Public Room :			
Officer Mess Room	2	2	400 x 500
Officer Saloon Room	2	2	400 x 500
Crew Mess Room	2	2	400 mm diam
Private Room :			
Captain class	1	1	400 x 500
Officer class		1	400 x 500
Petty officer & crew class		1	400 mm diam

Accomodation Door

Clear height of door shall be about 1.800 mm above the deck covering.

Sill height shall be about 200 mm above the steel deck for the doors in sanitary and comissary spaces and about 90 mm above the steel deck for doors in other space.

Sill plate on the top of thres hold shall be of 1 mm thick stainless steel.

Space		Width (mm)	Material
Passage way side	* Public Rooms	650	Steel hollow type
	* Private rooms lockers	650	
	* Officers	650	
	Sanitary spaces	600	
	Laundry	700	
	Comissary spaces	650	
	Mail room	900	
* Inside door of the weather tight door for passage way		650	Aluminium hollow type

The width of aluminium hollow doors fitted for passage way on upper deck shall be 750 mm.

Tabel 2-1 Hambatan termal dari satu satuan luas permukaan bahan bangunan tertentu pada suhu rata-rata 24°C.

	$l/k, m \cdot K/W$	$R, m^2 \cdot K/W$
<i>Bahan-bahan eksterior</i>		
Face brick (bata luar)	0,76	
Bata biasa	1,39	
Batu	0,55	
Concrete block, agregat pasir dan koral, 200 mm		0,18
Agregat ringan, 200 mm		0,38
" " 150 mm		0,29
Kapur (stucco)	1,39	
Siding, asbestos-cement, 6 mm, lapped		0,04
Aspal penyekat, 13 mm		0,14
Kayu ply-wood, 10 mm		0,10
Aluminium atau baja, ditempel dengan papan penyekat, 10 mm		0,32
<i>Bahan pelapis</i>		
Asbestos-cement	1,73	
Ply-wood	8,66	
Papan fiber, massa jenis reguler, 13 mm		0,23
Hardboard, massa jenis menengah	9,49	
Particle board, massa jenis menengah	7,35	
<i>Bahan-bahan atap</i>		
Asphalt shingles (sirap beraspal)		0,08
Built-up roofing, 10 mm		0,06
<i>Beton (concrete)</i>		
Agregat pasir dan kerikil	0,55	
Agregat ringan	1,94	
<i>Bahan-bahan penyekat</i>		
Blanket dan batt, serat mineral, 75-90 mm		1,94
135-165 mm		3,35
Papan dan slab, serat gelas, organic bond	27,7	
Expanded polystyrene, extruded	27,7	
Celluler polyurethane	43,8	
Serat mineral tak padat, 160 mm		3,35
Sellulose	21,7-25,6	
<i>Bahan-bahan interior</i>		
Papan gips atau papan plaster, 15 mm		0,08
16 mm		0,10
Bahan-bahan plaster, plaster semen	1,39	
Plaster gips, ringan, 16 mm		0,066
Kayu lunak (don, pinus, dan lain-lain)	8,66	
Kayu keras (maple, oak, dan lain-lain)	6,31	

Tabel 2-1 Tahanan termal dari satu satuan luas permukaan bahan bangunan tertentu pada suhu rata-rata 24°C.

	$1/k \cdot m \cdot K/W$	$R, m^2 \cdot K/W$
<i>Hambatan udara</i>		
Permukaan, udara tenang (emisivitas permukaan 0,9) mendatar, kalor mengalir ke atas		0,11
Horizontal, kalor mengalir ke bawah		0,16
Vertikal, kalor mengalir horisontal		0,12
Permukaan, udara bergerak, musim pemanasan, 6,7 m/det		0,029
Permukaan, udara bergerak, musim pendinginan, 3,4 m/det		0,044
Celah udara, emisivitas permukaan 0,8, horisontal		0,14
Vertikal		0,17
Emisivitas permukaan 0,2, horisontal		0,24
Vertikal		0,36
<i>Kaca datar (flat glass)</i>		
	$U, W/m^2 \cdot K^\dagger$	
	Musim panas	Musim dingin
Kaca tunggal	5,9	6,2
Kaca dua rangkap, celah udara 6-mm	3,5	3,3
celah udara 13-mm	3,2	2,8
Kaca tiga rangkap, celah-celah udara 6-mm	2,5	2,2
celah udara 13 mm	2,2	1,8
Jendela tahan badai (storm window) 25 hingga 100 mm	2,8	2,3

† Termasuk hambatan lapisan udara dalam dan luar

Tabel 2-2. Kebutuhan udara luar untuk ventilasi

Fungsi ruang	Perkiraan penghuni per 100 m ² luas lantai	Kebutuhan udara luar per orang, L/det	
		Merokok	Tidak merokok
Kantor	7	10	2,5
Ruang pertemuan dan ruang tunggu	60	17,5	3,5
Loby	30	7,5	2,5

Tabel 2-3 Konstanta infiltrasi untuk infiltrasi

Kualitas konstruksi	a	b	c
Rapat	0,15	0,010	0,007
Sedang	0,20	0,015	0,014
Renggang	0,25	0,020	0,022

Tabel 2-4 Faktor beban-pendinginan dari penerangan⁴

Lama-jam setelah lampu dinyalakan	Pemasangan X† Lama-jam penyalaaan		Pemasangan Y† Lama-jam penyalaaan	
	10	16	10	16
0	0,08	0,19	0,01	0,05
1	0,62	0,72	0,76	0,79
2	0,66	0,75	0,81	0,83
3	0,69	0,77	0,84	0,87
4	0,73	0,80	0,88	0,89
5	0,75	0,82	0,90	0,91
6	0,78	0,84	0,92	0,93
7	0,80	0,85	0,93	0,94
8	0,82	0,87	0,95	0,95
9	0,84	0,88	0,96	0,96
10	0,85	0,89	0,97	0,97
11	0,32	0,90	0,22	0,98
12	0,29	0,91	0,18	0,98
13	0,26	0,92	0,14	0,98
14	0,23	0,93	0,12	0,99
15	0,21	0,94	0,09	0,99
16	0,19	0,94	0,08	0,99
17	0,17	0,40	0,06	0,24
18	0,15	0,36	0,05	0,20

† Penjelasan pemasangan X, lampu terbenam tanpa lubang angin. Pengatur (register) udara suplai dan udara balik berada di bawah langit-langit atau di runag langit-langit dan grill. Y, lampu yang diberi lubang angin atau tergantung bebas. Pengatur udara suplai berada di bawah atau di dalam langit-langit dengan pengatur udara balik di sekitar pemasangan dan melalui ruang langit-langit.

Tabel 2-5 Perolehan kalor dari penghuni

Kegiatan	Perolehan kalor, W	Perolehan kalor sensibel, %
Tidur	70	75
Duduk, tonang	100	60
Berdiri	150	50
Berjalan, 3 km/jam	305	35
Pekerjaan kantor	150	55
Mengajar	175	50
Warung/Toko pengecer	185	50
Industri	300-600	35

Tabel 2-6 Faktor-faktor beban-pendinginan kalor-sensibel dari orang⁴

Lama jam setelah memasuki ruang	Total jam di dalam ruangan							
	2	4	6	8	10	12	14	16
1	0,49	0,49	0,50	0,51	0,53	0,55	0,58	0,62
2	0,58	0,59	0,60	0,61	0,62	0,64	0,66	0,70
3	0,17	0,66	0,67	0,67	0,69	0,70	0,72	0,75
4	0,13	0,71	0,72	0,72	0,74	0,75	0,77	0,79
5	0,10	0,27	0,76	0,76	0,77	0,79	0,80	0,82
6	0,08	0,21	0,79	0,80	0,80	0,81	0,83	0,85
7	0,07	0,16	0,34	0,82	0,83	0,84	0,85	0,87
8	0,06	0,14	0,26	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88
9	0,05	0,11	0,21	0,38	0,87	0,88	0,89	0,90
10	0,04	0,10	0,18	0,30	0,89	0,89	0,90	0,91
11	0,04	0,08	0,15	0,25	0,42	0,91	0,91	0,92
12	0,03	0,07	0,13	0,21	0,34	0,92	0,92	0,93
13	0,03	0,06	0,11	0,18	0,28	0,45	0,93	0,94
14	0,02	0,06	0,10	0,15	0,23	0,36	0,94	0,95
15	0,02	0,05	0,08	0,13	0,20	0,30	0,47	0,95
16	0,02	0,04	0,07	0,12	0,17	0,25	0,38	0,96
17	0,02	0,04	0,06	0,10	0,15	0,21	0,31	0,49
18	0,01	0,03	0,06	0,09	0,13	0,19	0,26	0,39

Tabel 2-7 Faktor perolehan kalor matahari (SHGF) maksimum untuk kaca yang dikenai cahaya matahari⁴, W/m

	U/teduh	TL/BL	T/B	Teng/BD	S	Hor.
32° lintang utara						
Des	69	69	510	775	795	500
Jan, Nov	75	90	550	785	775	555
Feb, Okt	85	205	645	780	700	685
Mar, Sept	100	330	695	700	545	780
Apr, Agus	115	450	700	580	355	845
Mei, Juli	120	530	685	480	230	865
Juni	140	555	675	440	190	870
40° lintang utara						
Des	57	57	475	730	800	355
Jan, Nov	63	63	480	755	795	420
Feb, Okt	80	155	575	760	750	565
Mar, Sept	95	285	660	730	640	690
Apr, Agus	110	435	690	630	475	790
Mei, Juli	120	515	690	545	350	830
Juni	150	540	680	510	300	840

Ket: U = Utara, TL = Timur Laut, BL = Barat Laut, BD = Barat Daya, S = Selatan, Hor = Horizontal, Teng = Tenggara.

Tabel 2-8 Koefisien peneduhan (shading coefficients)⁴

Jenis kaca	Ketebalan mm	Koefisien peneduhan				
		Tanpa peneduh dalam	Krei Pelindung		Tirai Gulung	
			Sedang	Terang	Gelap	Terang
Kaca tunggal						
Lembaran biasa	3	1,00	0,64	0,55	0,59	0,25
Pelat (tebal)	6-12	0,95	0,64	0,55	0,59	0,25
Penyerap panas	6	0,70	0,57	0,53	0,40	0,30
	10	0,50	0,54	0,52	0,40	0,28
Kaca rangkap						
Lembaran biasa	3	0,90	0,57	0,51	0,60	0,25
Pelat (tebal)	6	0,83	0,57	0,51	0,60	0,25
Reflektif	6	0,2-0,4	0,2-0,33			

Tabel 2-9 Beda suhu beban-pendinginan (CLTD) untuk atap datar,⁴ K

Jenis atap*	Massa per satuan luas, kg/m ²	Kapasitas kalor, kJ/m ² °K	Waktu matahari															
			7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20		
Atap tanpa langit-langit																		
1	35	45	3	11	19	27	34	40	43	44	43	39	33	25	17	10		
2	40	75	-1	2	8	15	22	29	35	39	41	41	39	34	29	21		
3	90	90	-2	1	5	11	18	25	31	36	39	40	40	37	32	25		
4	150	120	1	0	2	4	8	13	18	24	29	33	35	36	35	32		
5	250	230	4	4	6	8	11	15	18	22	25	28	29	30	29	27		
6	365	330	9	8	7	8	8	10	12	15	18	20	22	24	25	26		
Atap dengan langit-langit																		
1	45	50	0	5	13	20	28	35	40	43	43	41	37	31	23	15		
2	50	85	1	2	4	7	12	17	22	27	31	33	35	34	32	28		
3	100	100	0	0	2	6	10	16	21	27	31	34	36	36	34	30		
4	150	130	6	4	4	4	6	9	12	16	20	24	27	29	30	30		
5	260	240	12	11	11	11	12	13	15	16	18	19	20	21	21	21		
6	360	340	13	13	13	12	12	13	13	14	15	16	16	17	18	18		

Catatan: 1. Dapat digunakan langsung pada kondisi sebagai berikut: suhu di dalam 25°C; suhu di luar maks. 35°C, rata-rata 29°C; daily range 12°C; dan radiasi matahari khas pada tanggal 21 Juli pada 40° lintang utara. Untuk perhitungan-perhitungan harus digunakan harga U yang pasti, cocok dengan kondisi-kondisi rancangan yang ditinjau.

2. Penyesuaian harga-harga CLTD dilakukan sebagai berikut bila kondisi-kondisi di dalam dan di luar berbeda dengan yang ditentukan dalam butir 1:

$$CLTD_{\text{peny}} = CLTD + (25 - t_i) + (t_{\text{rat}} - 29)$$

dengan t_i = suhu bola-kering rancangan di dalam, °C

t_{rat} = suhu bola-kering rancangan rata-rata di luar, °C

3. Untuk konstruksi atap yang tidak termuat dalam tabel, pilih atap pada tabel di atas yang rapat massa dan kapasitas kalornya mendekati sama.

4. Bila pada atap terdapat tambahan penyekat, untuk setiap $R = 1,2 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ penambahan penyekat, gunakan CLTD atap yang berikutnya yang secara termal lebih berat. Sebagai contoh, untuk atap jenis 3 dengan tambahan penyekatan $R = 1,2$, gunakan CLTD atap jenis 4.

* 1 = Baja lembaran dengan penyekat 25 hingga 50 mm, 2 = kayu 25 mm dengan penyekat 25 mm, 3 = beton ringan 100 mm, 4 = beton ringan 150 mm, 5 = beton berat 100 mm, 6 = sistem atap bertingkat.

Tabel 2-10 Beda suhu untuk beban-pendinginan (CLTD) untuk dinding⁴ yang terkena cahaya matahari.

Jenis dinding*	Massa per-satuan luas kg/m ²	Kapasitas kalor, kJ/m ² ·K	Waktu matahari	Arah										
				U	TL	T	Teng	S	BD	B	BL			
G	50	15	7	4	15	17	10	1	1	1	1	1		
			8	5	20	26	18	3	3	3	3			
			9	5	22	30	24	7	4	5	4			
			10	7	20	31	27	12	6	6	6			
			11	8	16	28	28	17	9	8	8			
			12	10	15	22	27	22	14	10	10			
			13	12	14	19	23	25	21	15	12			
			14	13	15	17	20	26	28	23	15			
			15	13	15	17	18	24	33	31	20			
			16	14	14	16	16	21	35	37	26			
			17	14	14	15	15	17	34	40	31			
			18	15	12	13	13	14	29	37	31			
			19	12	10	11	11	11	20	27	23			
			20	8	8	8	8	8	13	16	14			
			CLTD _{maks}	15	22	31	28	26	35	40	31			
			F	200	130	7	1	3	4	2	1	1	2	1
						8	2	8	9	6	1	1	2	1
						9	3	13	16	10	2	2	2	2
						10	4	16	21	15	4	3	3	3
						11	5	17	24	20	7	4	4	4
12	6	16				25	23	11	6	6	6			
13	8	16				24	24	15	10	8	7			
14	9	15				22	23	19	14	11	9			
15	11	15				20	22	21	20	16	12			
16	12	15				19	20	22	24	22	15			
17	12	15				18	19	21	28	27	19			
18	13	14				17	17	19	30	32	24			
19	13	13				15	16	17	29	33	26			
20	13	12				13	14	15	25	30	24			
CLTD _{maks}	13	17				25	24	22	30	33	26			
E	300	230				7	2	3	3	3	2	4	4	3
						8	2	5	6	4	2	3	3	3
						9	3	8	10	7	2	3	3	3
						10	3	11	15	10	3	3	4	3
						11	4	13	18	14	5	4	4	4
			12	5	14	20	17	7	5	5	5			
			13	6	14	21	19	10	7	6	6			
			14	7	14	21	20	14	10	8	7			
			15	8	14	20	20	16	14	11	9			
			16	10	15	19	20	18	18	15	11			
			17	10	14	18	19	19	21	20	14			
			18	11	14	18	18	18	24	24	18			
			19	12	14	17	17	17	25	27	21			
			20	12	13	15	16	16	24	27	21			
			CLTD _{maks}	12	15	21	20	19	25	27	21			

Tabel 2-10 Beda suhu untuk beban pendinginan (CLTD) untuk dinding yang terkena cahaya matahari (lanjutan)

Wall type†	Mass per satuan luas, kg/m ²	Kapasitas kalor kJ/m ² · K	Waktu matahari	Arah							
				N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
D	390	350	7	3	4	5	5	4	6	7	6
			8	3	4	5	5	4	5	6	5
			9	3	6	7	5	3	5	5	4
			10	3	8	10	7	3	4	5	4
			11	4	10	13	10	4	4	5	4
			12	4	11	15	12	5	5	5	4
			13	5	12	17	14	7	6	6	5
			14	6	13	18	16	9	7	6	6
			15	6	13	18	17	11	9	8	7
			16	7	13	18	18	13	12	10	8
			17	8	14	18	18	15	15	13	10
			18	9	14	18	18	16	18	17	12
			19	10	14	17	17	16	20	20	15
20	11	13	17	17	16	21	22	17			
	CLTD _{maks}		11	14	18	18	16	21	23	18	
C	530	450	7	5	6	7	7	6	9	10	8
			8	4	6	7	6	6	8	9	7
			9	4	6	8	7	5	7	8	6
			10	4	7	9	7	5	7	7	6
			11	4	8	11	9	5	6	7	5
			12	4	10	13	10	5	6	7	5
			13	5	10	14	12	6	6	7	6
			14	5	11	15	13	8	7	7	6
			15	6	12	16	14	9	8	8	6
			16	6	12	16	15	11	10	9	7
			17	7	12	17	16	12	12	11	9
			18	8	13	17	16	13	14	13	10
			19	9	13	16	16	14	16	16	12
20	9	13	16	16	14	18	18	14			
	CLTD _{maks}		9	13	17	16	14	18	20	15	

Catatan: 1. Acuan 4 juga memuat harga-harga CLTD untuk dinding-dinding yang berat, seperti beton 300 mm dengan lapisan dalam dan luar; juga bata luar 100 mm dengan penyekat 50 mm dan beton 200 mm.

2. Tabel ini dapat langsung digunakan untuk kondisi-kondisi yang dinyatakan pada catatan 1 dari Tabel 4-14.

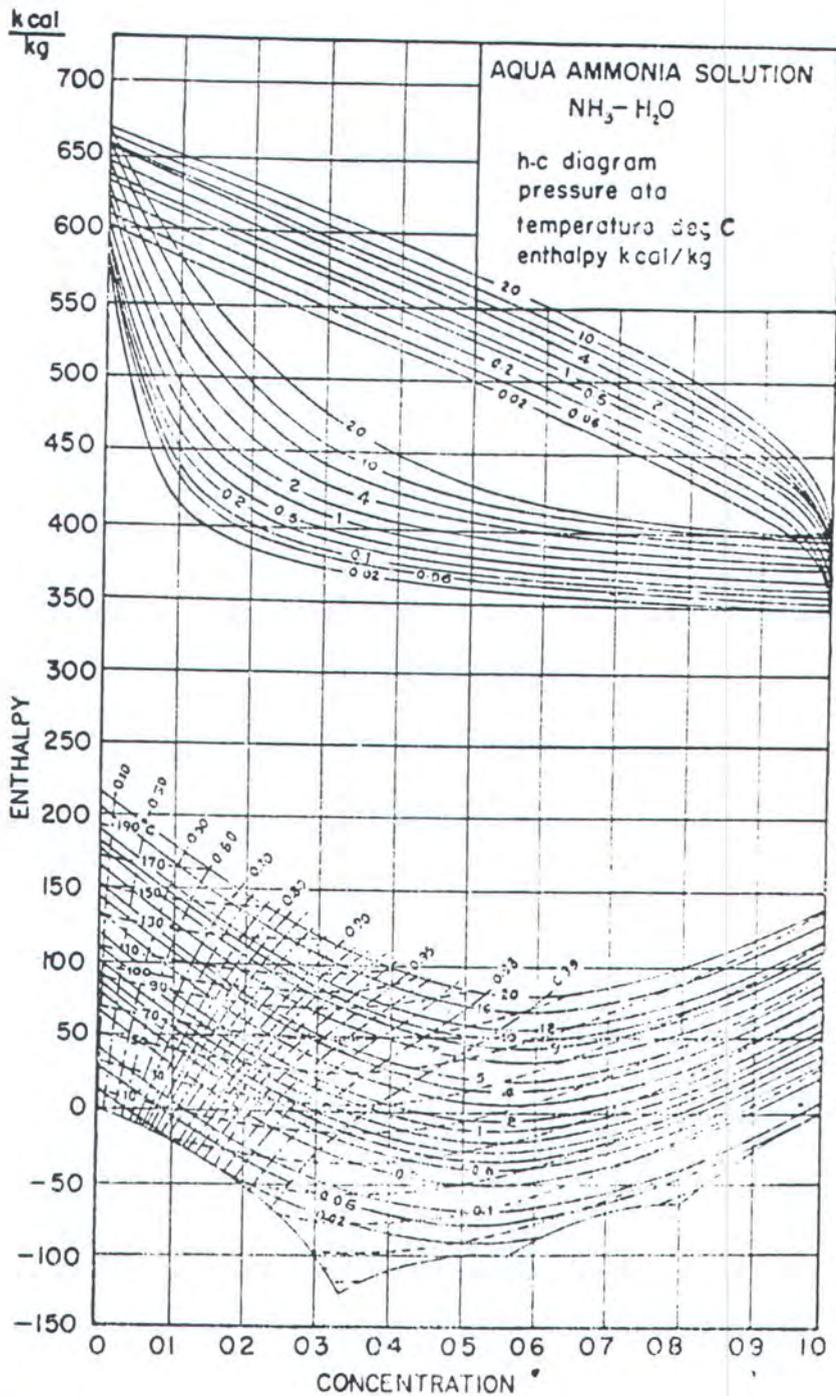
3. Prosedur untuk mengoreksi suhu-suhu dalam dan luar bangunan yang berbeda dari keadaan standar, diberikan dalam catatan 2 dari Tabel 4-14.

4. Konstruksi dinding yang tidak dimuat, dapat didekati dengan menggunakan dinding yang terdekat harga rapat massa dan kapasitas kalornya.

5. Untuk dinding yang diberi penyekat, digeser/disesuaikan dengan massa yang lebih tinggi yang terdekat, yaitu jenis dinding yang ditandai dengan huruf alfabet yang berikutnya untuk penambahan harga R 1,2 m²/K/W. Misalnya, untuk penambahan R = 1,2 m² K/W untuk dinding jenis E, menggunakan harga CLTD untuk dinding jenis D.

*G = Tirai (curtain) logam atau "dinding frame", dengan penyekat 25 hingga 75 mm, F = blok beton 100 mm dengan penyekat 25 hingga 50 mm; atau batu bata pelapis 100 mm² dengan penyekat 100 mm dan plaster dalam; atau dinding beton 100 mm dengan plaster dalam dan luar. E = blok beton 200 mm dengan plaster dalam dan luar; atau batu bata pelapis dengan blok beton. D = batu bata pelapis 100 mm dengan blok-beton 200 mm dan plaster dalam; atau batu bata luar 100 mm dengan plaster dalam. C = dinding beton 200 mm dengan plaster dalam dan luar.





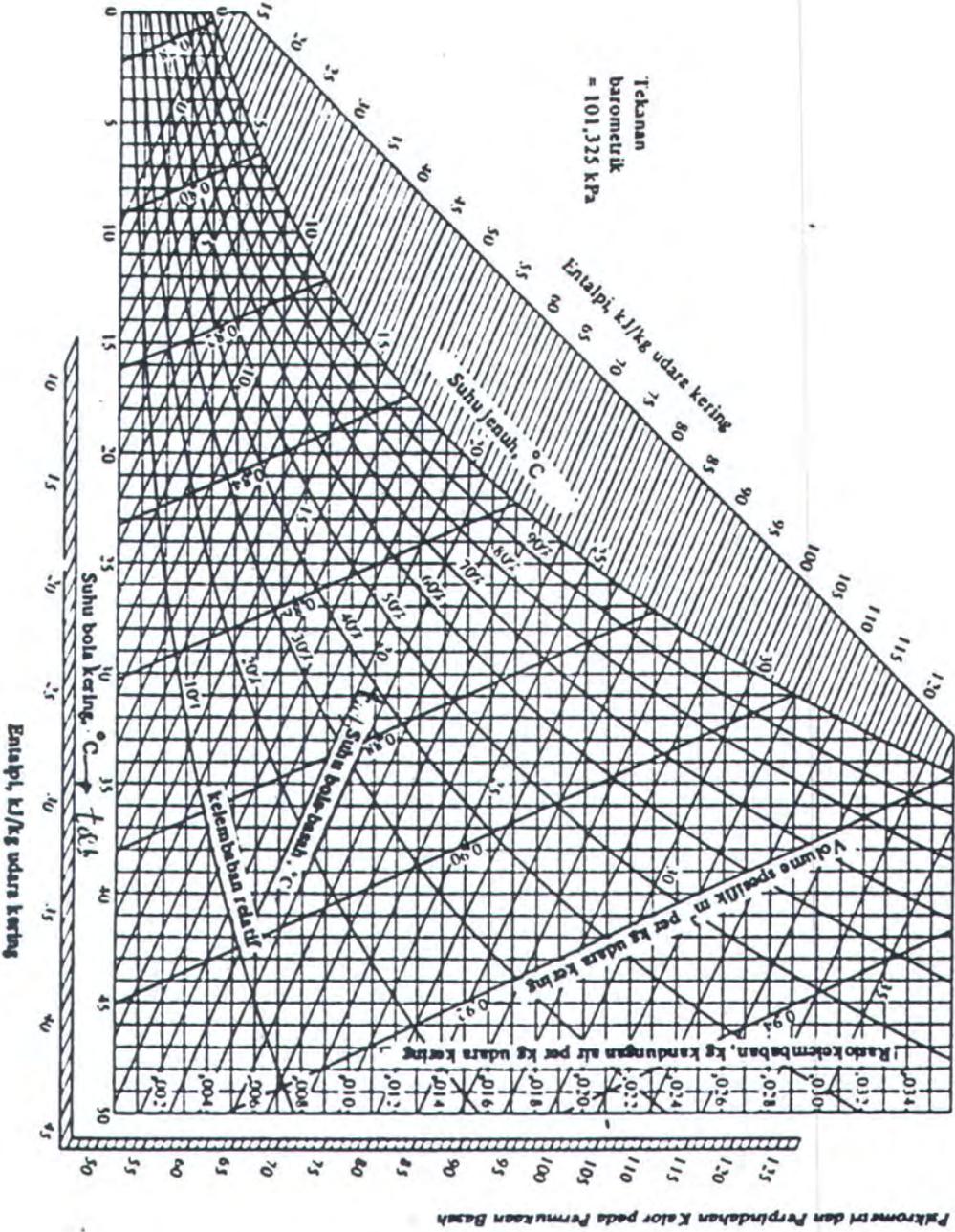
h-c diagram for aqua-ammonia.

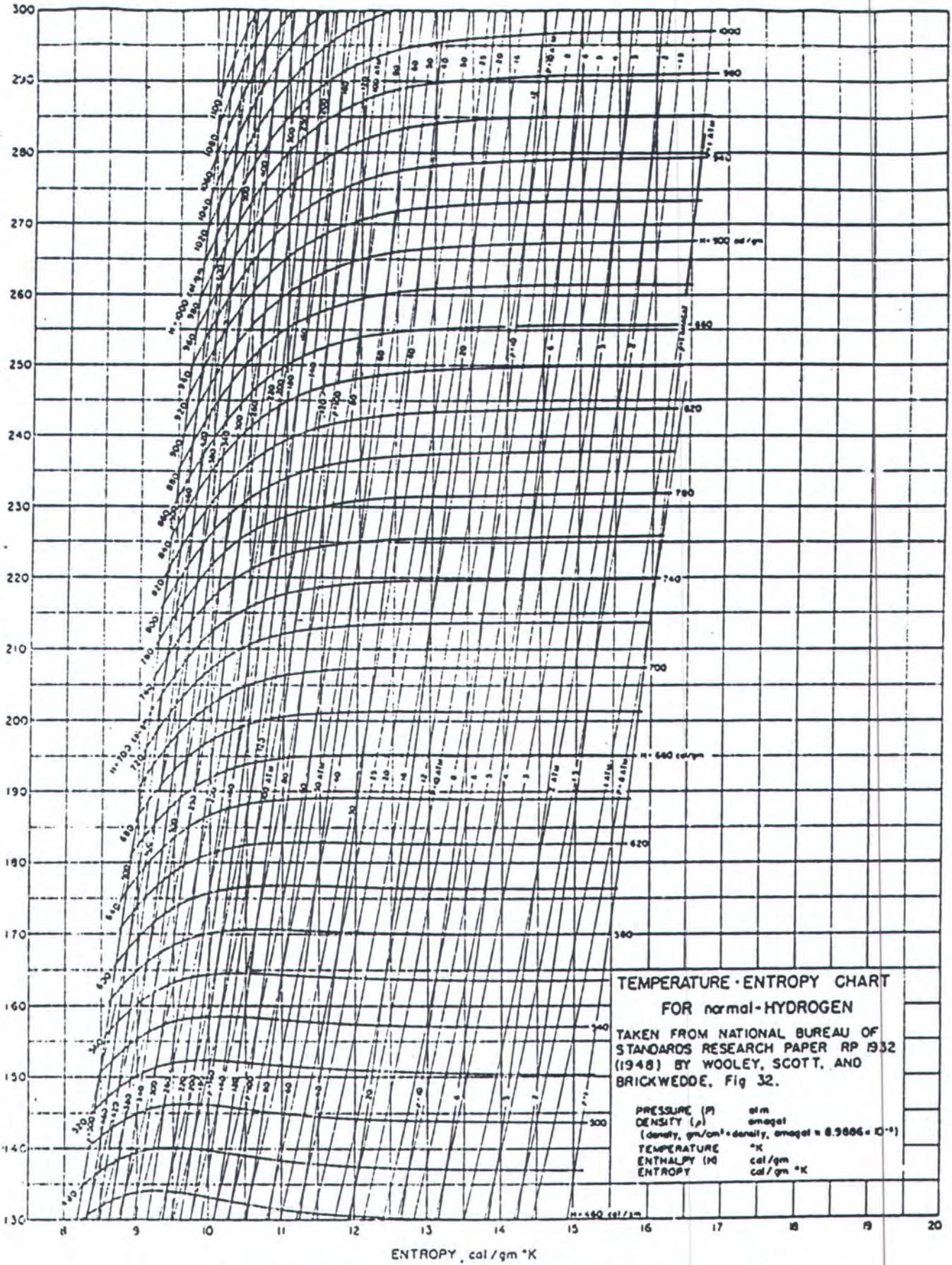
(Redrawn with kind permission of the publishers, Messrs. Maclaren & Sons Ltd., London, from the book, "Automatic Refrigeration Charts", by S. A. Andersen)

Tabel B-3. Sifat-sifat zat Cair dalam Keadaan Jenuh*

T_s		ρ $\frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3}$	C_p $\frac{\text{Btu}}{\text{lbm}\cdot^\circ\text{F}}$	ν $\frac{\text{ft}^2}{\text{sec}}$	k $\frac{\text{Btu}}{\text{hr}\cdot\text{ft}\cdot^\circ\text{F}}$	α $\frac{\text{ft}^2}{\text{hr}}$	Pr	β $\frac{1}{^\circ\text{K}}$
$^\circ\text{F}$	$^\circ\text{C}$							
Air (H ₂ O)								
32	0	62.57	1.0074	1.925×10^{-3}	0.319	5.07×10^{-3}	13.6	0.10×10^{-3}
68	20	62.46	0.9988	1.083	0.345	5.54	7.02	
104	40	62.09	0.9980	0.708	0.363	5.86	4.34	
140	60	61.52	0.9994	0.514	0.376	6.02	3.02	
176	80	60.81	1.0023	0.392	0.386	6.34	2.22	
212	100	59.97	1.0070	0.316	0.393	6.51	1.74	
248	120	59.01	1.015	0.266	0.396	6.62	1.446	
284	140	57.95	1.023	0.230	0.395	6.68	1.241	
320	160	56.79	1.037	0.204	0.393	6.70	1.099	
356	180	55.50	1.055	0.186	0.390	6.68	1.004	
392	200	54.11	1.076	0.172	0.384	6.61	0.937	
428	220	52.59	1.101	0.161	0.377	6.51	0.891	
464	240	50.92	1.136	0.154	0.367	6.35	0.871	
500	260	49.06	1.182	0.148	0.353	6.11	0.874	
537	280	46.98	1.244	0.145	0.335	5.74	0.910	
572	300	44.59	1.368	0.145	0.312	5.13	1.019	
Amonia (NH ₃)								
-58	-50	43.93	1.066	0.468×10^{-3}	0.316	6.75×10^{-3}	2.60	1.36×10^{-3}
-40	-40	43.18	1.067	0.437	0.316	6.88	2.28	
-22	-30	42.41	1.069	0.417	0.317	6.98	2.15	
-4	-20	41.62	1.077	0.410	0.316	7.05	2.09	
14	-10	40.80	1.090	0.407	0.314	7.07	2.07	
32	0	39.96	1.107	0.402	0.312	7.05	2.05	
50	10	39.09	1.126	0.396	0.307	6.98	2.04	
68	20	38.19	1.146	0.386	0.301	6.88	2.02	
86	30	37.23	1.168	0.376	0.293	6.75	2.01	
104	40	36.27	1.194	0.366	0.285	6.59	2.00	
122	50	35.23	1.222	0.355	0.275	6.41	1.99	
Karbon dioksida (CO ₂)								
-58	-50	72.19	0.44	0.128×10^{-3}	0.0494	1.558×10^{-3}	2.96	
-40	-40	69.78	0.45	0.127	0.0584	1.864	2.46	
-22	-30	67.22	0.47	0.126	0.0645	2.043	2.22	
-4	-20	64.45	0.49	0.124	0.0665	2.110	2.12	
14	-10	61.39	0.52	0.122	0.0635	1.989	2.20	
Satuan SI		$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	—	$\frac{1}{\text{K}}$
Konversi ke satuan si kalikan nilai dalam tabel dengan		1.601846×10^3	4.184×10^3	9.290304×10^{-3}	1.729577	2.580640×10^{-3}	—	1.80

*Disadur atas izin dari E.R.G. Eckert dan R.M. Drake, Jr., *Heat and Mass Transfer*, ed. 2 McGraw-Hill Book Company, New York, 1959.





TEMPERATURE-ENTROPY CHART
 FOR normal-HYDROGEN
 TAKEN FROM NATIONAL BUREAU OF
 STANDARDS RESEARCH PAPER RP 1932
 (1948) BY WOOLEY, SCOTT, AND
 BRICKWEDGE, Fig 32.

PRESSURE (P) atm
 DENSITY (ρ) gm/cm³
 (density, gm/cm³ = density, smagel × 8.9886 × 10⁻¹¹)
 TEMPERATURE °K
 ENTHALPY (H) cal/gm
 ENTROPY cal/gm * K

Temperature-Entropy Diagram for Refrigerant 702 (Normal Hydrogen)



WILK PERPUSTAKAAN
INSTITUT TEKNOLOGI
SEPULUH - NOPEMBER