SKRIPSI

STUDI PERHITUNGAN BEBAN PENGKONDISI UDARA FERRY 5000 GT BERDASARKAN STANDAR ASHRAE (STUDI KASUS KMP. LEGUNDI)

Hidayah Irsyad
NRP. 4215105018

Dosen Pembimbing
Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc.

JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017

SKRIPSI

Studi Perhitungan Beban Pengkondisi Udara Pada Kapal Ferry 5000 GT Berdasarkan Standar ASHRAE (Studi Kasus KMP Legundi)

Hidayah Irsyad
NRP 4215 105 018

Dosen Pembimbing:
Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc.

JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017

FINAL PROJECT

Air Conditioning Load Calculation Study of Ferry 5000 GT Based on ASHRAE Standard (KMP Legundi Study Case)

Hidayah Irsyad
NRP 4215 105 018

Supervisor:
Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc.

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2017

LEMBAR PENGESAHAN

Studi Perhitungan Beban Pengkondisi Udara Pada Kapal Ferry 5000 GT Berdasarkan Standar ASHRAE (Studi Kasus KMP Legundi)

Skripsi

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Persyaratan
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Marine Machinery System (MMS)
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Oleh :

Hidayah Irsyad
NRP. 4215 105 018

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Skripsi:

Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc.
NIP: 1968 0129 1992 03 1001

( )

SURABAYA
Juli, 2017

LEMBAR PENGESAHAN

Studi Perhitungan Beban Pengkondisi Udara Pada Kapal Ferry 5000 GT Berdasarkan Standar ASHRAE (Studi Kasus KMP Legundi)

Skripsi

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Persyaratan
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Marine Machinery System (MMS)
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Oleh :

Hidayah Irsyad
NRP. 4215 105 018

Disetujui oleh Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan :

Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T., M.T.
NIP. 1977 0802 2008 01 1007

STUDI PERHITUNGAN BEBAN PENGKONDISI UDARA PADA KAPAL FERRY 5000 GT BERDASARKAN STANDAR ASHRAE

(STUDI KASUS KMP LEGUNDI)

Nama Mahasiswa : Hidayah Irsyad
NRP : 4215105018
Jurusan : Sistem Perkapalan, FTK - ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc.

ABSTRAK

KMP Legundi merupakan kapal penyeberangan kelas 5000 GT di perairan Indonesia, khususnya lintas Merak-Bakauheni. Kapal ini memiliki sistim pengkondisi udara basis HVAC sebagai penunjang pelayanan penumpang. Sistim pengkondisi udara pada kapal ini dibagi menjadi 5 sistim pendingin. Beban pendingin yang dibutuhkan pada masing-masing sistim pendingin kapal ini telah terancang 18786 W (sistim pendingin 1), 30376 W (sistim pendingin 2), 48766 W (sistim pendingin 3 dan 4) dan 32978 W (sistim pendingin 5).

Kompresor yang terpasang pada masing-masing sistim pendingin membutuhkan waktu lama dalam mendinginkan ruangan sesuai dengan perancangan beban pendingin awal. Masalah ini dimungkinkan terjadi akibat salah dalam menentukan besar *cooling capacity*. Beban pendingin dihitung ulang berdasarkan standar *American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers* (ASHRAE) untuk memperoleh daya kompresor yang sesuai dengan beban pendingin faktual.

Presentase perhitungan beban pendingin faktual untuk sistim pendingin 1 naik sebesar 39% dari perancangan beban awal, sedangkan presentase perhitungan beban pendingin faktual untuk sistim pendingin 2, 3 dan 4, serta 5 turun sebesar 13%, 44%, dan 9% dari perancangan beban awal. Hasil daya kompresor yang sesuai dengan beban pendingin faktual lebih besar dibandingkan daya kompresor yang terpasang. Besar daya kompresor yang diperoleh sebesar 61 kW (sistim pendingin 1), 62 kW (sistim pendingin 2), 64 kW (sistim pendingin 3 dan 4) dan 70 kW (sistim pendingin 5).

Kata Kunci : KMP Legundi, pengkondisi udara, sistim pendingin, beban pendingin.

HALAMAN SENGAJA DIKOSONGKAN

AIR CONDITIONING LOAD CALCULATION STUDY OF FERRY 5000 GT BASED ON ASHRAE STANDARD

(KMP LEGUNDI STUDY CASE)

Student Name : Hidayah Irsyad
NRP : 4215105018
Department : Sistem Perkapalan, FTK - ITS
Supervisor : Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc.

ABSTRACT

KMP Legundi a ferry with 5000 GT in Indonesian strait, especially Merak-Bakauheni cross. This vessel have an air conditioning system base HVAC as passenger services support. Air conditioning systems on this ship is devided into five cooling system. Heat load appears on each this vessel cooling system has been designed 18786 W (cooling system 1), 30376 W (cooling system 2), 48766 W (cooling system 3 and 4) and 32978 W (cooling system 5).

Compressor installed on each cooling system takes a long time to cool the room, according to the initial design. This problem might happen as a result of detemining the cooling capacity is wrong. Cooling load is recalculated based on the standards of the American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers (ASHRAE) to obtain power compressors inaccordance with the cooling load factual.

Percentage calculation of cooling load factual to the cooling system 1 increased by 39% from preliminary design, while the precentage calculation of cooling load factual to the cooling system 2, 3 & 4 and 5 decreased by 13%, 44% and 9% from preliminary design. Compresor power results in accordance with factual cooling load is greater than installed on ship. Compressor power is obtained by 61 kW (cooling system 1), 62 kW (cooling system 2), 64 kW (cooling system 3 and 4) and 70 kW (cooling system 5).

Keywords : KMP Legundi, air conditioning, cooling system, cooling load.

HALAMAN SENGAJA DIKOSONGKAN

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT atas hidayah dan petunjuk-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir dengan judul ”Studi Perhitungan Beban Pengkondisi Udara Pada Kapal Ferry 5000 GT Berdasarkan Standar ASHRAE (Studi Kasus KMP Legundi)“, yang merupakan salah satu syarat kelulusan pada Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakutas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam penyusunan tugas akhir ini banyak pihak yang bersedia meluangkan waktu untuk membantu penyusunan tugas akhir ini, maka pada kesempatan ini penulis ingin menyampaikan terima kasih kepada:

1. Bapak Ir. Alam Baheramsyah M.Sc , selaku Dosen Pembimbing pertama yang telah memberikan kesempatan atas waktu bimbiingan, bantuan, dan nasehat selama pengerjaan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Dr. Eng. M. Badrus Zaman, ST., MT., selaku Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan ITS, yang telah memberikan kesempatan penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir.
3. Bapak Adi Kurniawan. ST, MT, selaku Dosen Wali Mahasiswa Lintas Jalur 2015, yang telah membantu memperlancar penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir.
4. Bapak, Ibu dan keluarga yang telah mendoakan dan melancarkan penyusunan Tugas Akhir.
5. Pengurus Lab MMS yang bersedia memberikan fasilitas untuk menyelesaikan Tugas Akhir.
6. Teman – teman teknik sistem perkapalan lintas jalur angkatan 2015 yang tidak segan mendukung tersusunnya tugas akhir ini
7. Teman – teman diskusi yang senantiasa memberikan hiburan dan dorongan.

Penulis menyadari bahwa penyusunan Tugas Akhir ini jauh dari kesempurnaan, sehingga kritik dan saran yang membangun sangat diperlukan. Akhir kata dengan Tugas Akhir ini diharapkan dapat bermanfaat dalam hal apapun.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

HALAMAN SENGAJA DKOSONGKAN

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN ..... **i**
ABSTRAK ..... **iii**
ABSTRACT ..... **v**
KATA PENGANTAR ..... **vii**
DAFTAR ISI ..... **ix**
DAFTAR GAMBAR ..... **xi**
DAFTAR TABEL ..... **xiii**
BAB 1 PENDAHULUAN **1**
1.1 Latar belakang Masalah 1
1.2 Perumusan Masalah 1
1.3 Tujuan Penelitian 2
1.4 Kegunaan 2
1.5 Batsan Masalah 2

BAB II TINJAUAN PUSTAKA **3**
2.1 Pengkondisi Udara Siklus Tunggal 3
2.2 Pengkondisi Udara Siklus Banyak 4
2.2.1 Komponen 4
2.2.2 Siklus Udara 11
2.3 Beban Pendingin 11
2.3.1 Beban Panas Transmisi (*Heat Transmission*) 12
2.3.2 Beban Panas Manusia (*Heat Gain from People*) 13
2.3.3 Beban Panas Jendela (*Heat Gain from Window*) 14
2.3.4 Beban Panas Lampu (*Heat Gain from Light*) 14
2.3.5 Beban Panas Peralatan (*Heat Gain from Equipment*) 15
2.3.6 Kapasitas Udara 15
2.4 Zona Nyaman 16
2.5 Spesifikasi Mesin Pendingin 17
2.5.1 *Cooling Capacity* 17
2.5.2 *Heating Capacity* 18
2.5.3 Daya Kompresor 18
2.5.4 COP dan PF 18

BAB III METODOLOGI PENELITIAN **19**
3.1 Tahap Identifikasi Objek,Topik dan Fokus 20
3.2 Tahap Pengumpulan Data 20
3.3 Tahap Pengolahan Data 20
3.3 Tahap Analisis dan Kesimpulan 20

BAB IV DATA DAN ANALISA 23
4.1 KMP Legundi 23
4.1.1 *General Arragement* 23
4.1.2 Operasional 27
4.1.3 HVAC 28
4.2 Perhitungan Ulang Beban Pendingin 31
4.2.1 Perhitungan Beban Panas Transmisi 31
4.2.2 Perhitungan Beban Panas Manusia 33
4.2.3 Perhitungan Beban Panas Jendela 35
4.2.4 Perhitungan Beban Panas Lampu 37
4.2.5 Perhitungan Beban Panas Peralatan 38
4.2.6 Total Beban Panas Sistim Pendingin KMP Legundi 40
4.2.7 Perhitungan Kapasitas Udara dan *Cooling Load* 41
4.3 Kapasitas Kompresor 44
4.3.1 Perhitungan Massa Aliran Refrigerant 45
4.3.2 Perhitungan Daya Kompresor 46
4.4 Analisa 47
4.4.1 Daya Kompresor Yang Terpasang 47
4.4.2 Perbandingan Beban Pendingin dan *Cooling Capacity* 48
4.4.3 Daya Kompresor Baru 50

BAB V PENUTUP 51
5.1 Kesimpulan 51
5.2 Saran 51
DAFTAR PUSTAKA 53
BIODATA PENULIS 55
LAMPIRAN 57

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Siklus refrigerasi tunggal....3
Gambar 2.2 Diagram P-h refrigerasi R134a....3
Gambar 2.3 Pengkondisi udara siklus banyak....4
Gambar 2.4 Bagian dalam AHU....5
Gambar 2.5 Fan pada AHU....6
Gambar 2.6 Filter pada AHU....6
Gambar 2.7 Cooling coil pada AHU....7
Gambar 2.8 Siklus water chiller pada sistim pendingin....8
Gambar 2.9 Konstruksi ducting suply dengan diffuser....9
Gambar 2.10 Konstruksi ducting return dengan grille....9
Gambar 2.11 Damper pada ducting....10
Gambar 2.12 Siklus cooling tower pada sistim pendingin....10
Gambar 2.13 Sirkulasi udara pada AHU....11
Gambar 3.1 Flowchart penelitian....19
Gambar 4.1 Rencana umum ruang kafetaria....23
Gambar 4.2 Rencana umum ruang penumpang kursi sofa....24
Gambar 4.3 Rencana umum ruang kursi baring....24
Gambar 4.4 Rencana umum ruang navigasi....25
Gambar 4.5 Rencana umum ruang ABK....25
Gambar 4.6 Rencana umum ruang AHU dek 6....26
Gambar 4.7 Rencana umum ruang AHU dek 7....26
Gambar 4.8 Besar perbedaan entalpi udara luar ruangan dan dalam ruangan....43
Gambar 4.9 Diagram P-h untuk R404A....44
Gambar 4.10 Grafik perbandingan perhitungan beban pendingin....48
Gambar 4.11 Grafik perbandingan perhitungan cooling capacity....49

HALAMAN SENGAJA DIKOSONGKAN

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Standar panas sensibel dan laten manusia 13
Tabel 2.2 Nilai lightning factor berdasarkan jenis lampu 15
Tabel 2.3 Kondisi udara luar ruangan pada musim panas 16
Tabel 2.4 Kondisi udara dalam ruangan pada musim panas 17
Tabel 4.1 Data operasional sistim pendingin 1 27
Tabel 4.2 Data operasional sistim pendingin 2 27
Tabel 4.3 Data operasional sistim pendingin 3 dan 4 27
Tabel 4.4 Data operasional sistim pendingin 5 28
Tabel 4.5 Data rancangan awal sistim pendingin 1 28
Tabel 4.6 Data rancangan awal sistim pendingin 2 29
Tabel 4.7 Data rancangan awal sistim pendingin 3 dan 4 29
Tabel 4.8 Data rancangan awal sistim pendingin 5 30
Tabel 4.9 Daya kompresor yang terpasang 31
Tabel 4.10 Data hasil perhitungan beban panas transmisi sistim pendingin 1 32
Tabel 4.11 Data hasil perhitungan beban panas transmisi sistim pendingin 2 32
Tabel 4.12 Data hasil perhitungan beban panas transmisi sistim pendingin 3 dan 4 ..32
Tabel 4.13 Data hasil perhitungan beban panas transmisi sistim pendingin 5 33
Tabel 4.14 Data hasil perhitungan beban panas manusia sistim pendingin 1 34
Tabel 4.15 Data hasil perhitungan beban panas manusia sistim pendingin 2 34
Tabel 4.16 Data hasil perhitungan beban panas manusia sistim pendingin 3 dan 4.... 34
Tabel 4.17 Data hasil perhitungan beban panas manusia sistim pendingin 5 35
Tabel 4.18 Data hasil perhitungan beban panas jendela sistim pendingin 2 36
Tabel 4.19 Data hasil perhitungan beban panas jendela sistim pendingin 5 36
Tabel 4.20 Data hasil perhitungan beban panas lampu sistim pendingin 1 37
Tabel 4.21 Data hasil perhitungan beban panas lampu sistim pendingin 2 37
Tabel 4.22 Data hasil perhitungan beban panas lampu sistim pendingin 3 dan 4 37
Tabel 4.23 Data hasil perhitungan beban panas lampu sistim pendingin 5 38
Tabel 4.24 Data hasil perhitungan beban panas peralatan sistim pendingin 1 38
Tabel 4.25 Data hasil perhitungan beban panas peralatan sistim pendingin 2 39
Tabel 4.26 Data hasil perhitungan beban panas peralatan sistim pendingin 3 dan 4 ..39
Tabel 4.27 Data hasil perhitungan beban panas peralatan sistim pendingin 5 40
Tabel 4.28 Total beban panas sistim pendingin KMP Legundi 41
Tabel 4.29 Resume kapasitas udara dan cooling load KMP Legundi 44
Tabel 4.30 Data spesifikasi kompresor sistim pendingin KMP Legundi 47
Tabel 4.31 Data beban pendingin rancangan awal dan daya kompresor terpasang 47
Tabel 4.32 Data perbandingan cooling capacity 48
Tabel 4.33 Daya kompresor yang sesuai dengan beban pendingin faktual 50

HALAMAN SENGAJA DIKOSONGKAN

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah

KMP Legundi merupakan jenis kapal penumpang yang melayani penyeberangan Merak-Bakauheni. Kapal tersebut memiliki sistim pengkondisi udara basis *Heating Ventilation and Air Conditioning* (HVAC). Sistim yang digunakan adalah sistim pengkondisi AHU yaitu proses pendingin udara terpusat pada satu lokasi dan memiliki pipa penyalur udara. Udara tersebut disuplai pada masing-masing ruangan melalui 5 sistim pendingin. Sistim tersebut menyuplai udara untuk ruang kafetaria (sistim pendingin 1), ruang penumpang kursi sofa (sistim pendingin 2), ruang penumpang kursi baring (sistim pendingin 3 dan 4) dan ruang navigasi serta ruang ABK (sistim pendingin 5). Beban pendingin yang dibutuhkan pada masing-masing sistim pendingin kapal ini telah terancang 18786 Watt (sistim pendingin 1), 30376 Watt (sistim pendingin 2), 48766 Watt (sistim pendingin 3 dan 4) dan 32978 Watt (sistim pendingin 5).

Beban pendingin merupakan besar panas yang harus diserap oleh refrigeran. Refrigeran yang digunakan dalam sistim pendingin kapal ini adalah R404A. Panas yang diserap oleh refrigeran membutuhkan kapasitas evaporator yang sesuai. Sistim pendingin pada kapal ini terpasang evaporator dengan kapasitas pendingin masing-masing 60 kJ/s (sistim pendingin 1), 70 kJ/s (sistim pendingin 2), 90 kJ/s (sistim pendingin 3 dan 4) dan 110 kJ/s (sistim pendingin 5). Fakta dari kapasitas pendingin yang didapat mengalami penurunan performa (membutuhkan waktu lama dalam pendinginan) karena adanya kesalahan dalam memilih evaporator yang mengakibatkan penurunan daya kompresor. Sebagai hipotesa, kapasitas evaporator yang dipilih tidak sesuai dengan beban pendingin faktual. Desain sistim pendingin yang baru diharapkan mampu mengatasi masalah sesuai dengan beban pendingin faktual.

Di dalam tugas akhir ini, beban pengkondisi udara dikaji berdasarkan standar *American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers* (ASHRAE). Perhitungan beban pengkondisi udara mengacu pada desain gambar *general arrangement ferry* 5000 GT KMP Legundi. Besar beban pendingin yang diperoleh dibandingkan dengan daya kompresor yang sudah terpasang. Daya kompresor yang baru diperhitungkan sesuai dengan kapasitas pendingin yang didapat.

1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang terdapat dalam tugas akhir ini antara lain:

1. Berapa besar daya kompresor yang terpasang pada perancangan beban pendingin awal ?
2. Berapa beban pendingin faktual ?
3. Berapa besar daya kompresor yang sesuai dengan beban pendingin faktual ?

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan yang dicapai dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mereview besar daya kompresor yang terpasang pada perancangan beban pendingin awal.
2. Menghitung ulang beban pendingin faktual berdasarkan standar ASHRAE.
3. Menentukan daya kompresor yang sesuai dengan beban pendingin faktual.

1.4 Kegunaan

Adapun manfaat yang dapat diperoleh dalam penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Hasil perhitungan Tugas Akhir dapat digunakan untuk referensi pihak kontraktor.
2. Sebagai referensi teknis untuk keperluan penelitian atau pengembangan sistem pengkondisi udara pada kapal.

1.5 Batasan Masalah

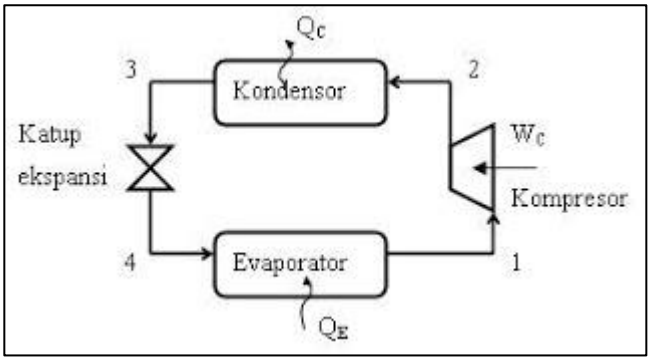
Batasan masalah yang digunakan dalam Tugas Akhir ini sebagai berikut:

1. Perhitungan beban pendingin mengacu pada desain gambar *general arrangement ferry* 5000 *GT* KMP Legundi.
2. Kondisi udara luar didesain pada kondisi konstan.
3. Jumlah beban kalor akibat penghuni (orang) didasarkan pada spesifikasi teknis *ferry* 5000 GT DIT-LLASDP.
4. *Refrigerant* yang digunakan R404A dengan COP 3,5.
5. Sistim pelepasan panas refrigeran pada proses kondensasi menggunakan air laut.

BAB II
TINJAUAN PUSTAKA

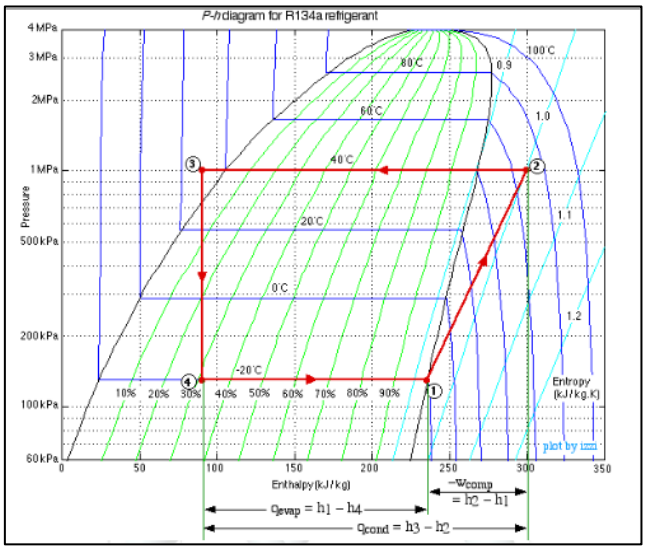
2.1 Pengkondisi Udara Siklus Tunggal

Pengkondisi udara adalah pengaturan kondisi udara yang meliputi temperatur (℃), dan kelembaban relatif (%). Sistim pengkondisi udara pada dasarnya adalah bagian dari sistim refrigerasi. Terdapat 4 komponen penyusun sistim refrigerasi yaitu kompresor, kondensor, katup eksapansi dan evaporator. Keempat komponen tersebut membentuk siklus refrigerasi tunggal pada Gambar 2.1.



Gambar 2.1 Siklus refrigerasi tunggal.

Sistim refrigerasi membutuhkan fluida kerja yaitu refrigeran. Refrigeran berfungsi untuk menyerap panas pada evaporator dan membuang panas pada kondensor. Gambar 2.2 memperlihatkan diagram P-h siklus refrigerasi R134a.



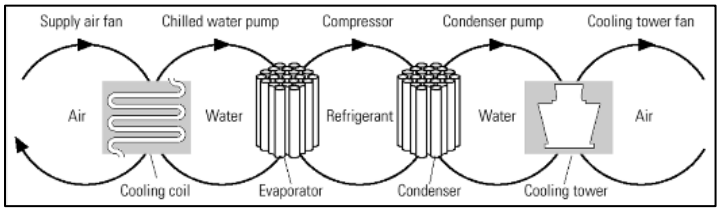
Gambar 2.2 Diagram P-h siklus refrigerasi R134a.

Proses 1-2, proses kompresi pada kompresor secara isentropik menyebabkan naiknya temperatur dan entalpi refrigeran. Proses 2-3, proses pembuangan panas pada kondensor setelah refrigeran keluar kompresor secara isobarik menyebabkan turunnya temperatur dan entalpi serta berubahnya fase refrigeran gas menjadi cair. Proses 3-4, proses penurunan tekanan serta mengatur laju aliran refrigeran pada katup ekspansi setelah keluar kondensor secara adiabatik menyebabkan turunnya temperatur dan refrigeran berubah fase cair menjadi campuran (*liquid-vapor mixture*). Proses 4-1, proses penyerapan panas pada evaporator setelah refrigeran keluar katup ekspansi secara isobarik menyebabkan naiknya entalphy serta berubahnya fase campuran (*liquid-vapor mixture*) menjadi gas.

Pengkondisi udara siklus tunggal merupakan pendinginan udara dengan siklus refrigerasi secara langsung. Siklus pengkondisi udara tunggal digunakan untuk beban pendingin yang tidak terlalu besar. Pengkondisi udara tunggal diaplikasikan pada sistim AC *window*, AC *split*, *freezer* dan *refrigerator*.

2.2 Pengkondisi Udara Siklus Banyak

Prinsip dasar pengkondisi udara siklus banyak sama dengan siklus tunggal yang saling memiliki siklus refrigerasi. Pengkondisi udara siklus banyak diaplikasikan pada sistim AC sentral untuk bangunan besar atau bertingkat seperti hotel, perkantoran dan kapal penumpang yang besar. Sistim AC sentral memiliki lebih dari 1 siklus pendinginan yang terpasang selain siklus refrigerasi terdapat pula siklus pendingin yang menggunakan air sebagai fluida kerjanya. Gambar 2.3 memperlihatkan pengkondisi udara siklus banyak.



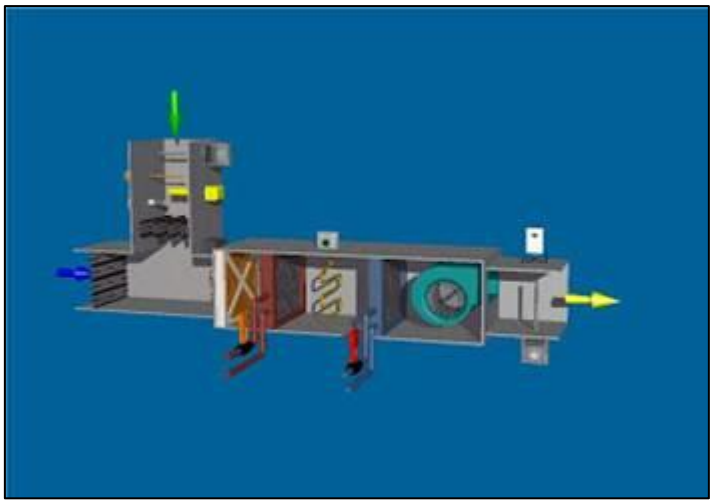
Gambar 2.3 Pengkondisi udara siklus banyak.

2.2.1 Komponen

Sistim AC sentral memiliki beberapa komponen yaitu AHU (*Air Handling Unit*), *ducting*, *chiller water* dan *cooling tower*. Komponen-komponen tersebut membentuk siklus pada Gambar 2.3 yang membutuhkan fluida kerja selain refrigeran. Komponen-komponen tersebut memiliki fungsi pendinginan sesuai kebutuhan masing-masing.

A. AHU (*Air handling unit*)

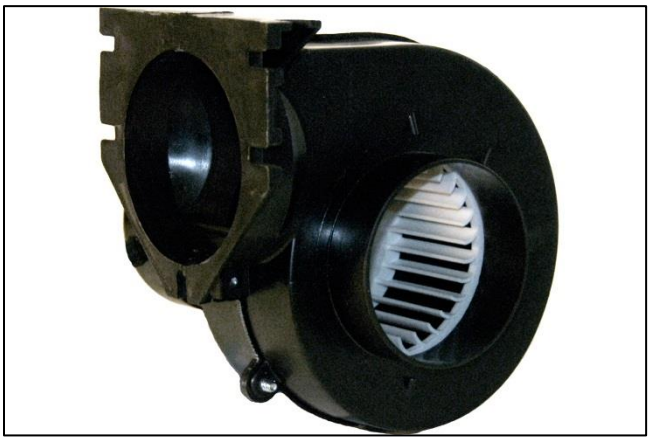
AHU merupakan unit penanganan udara yang di dalamnya terdapat fan, filter dan koil pendingin. AHU mengendalikan udara dari luar dan udara re-sirkulasi kemudian didinginkan. Udara campuran yang masuk AHU (udara luar dan udara re-sirkulasi) dibersihkan dari partikel-partikel debu menggunakan filter, kemudian didinginkan kembali menggunakan koil. Udara yang bersih dan dingin dialirkan kembali menuju ruangan menggunakan fan. Gambar 2.4 memperlihatkan AHU beserta komponennya.



Gambar 2.4 Bagian dalam AHU.

- *Fan*

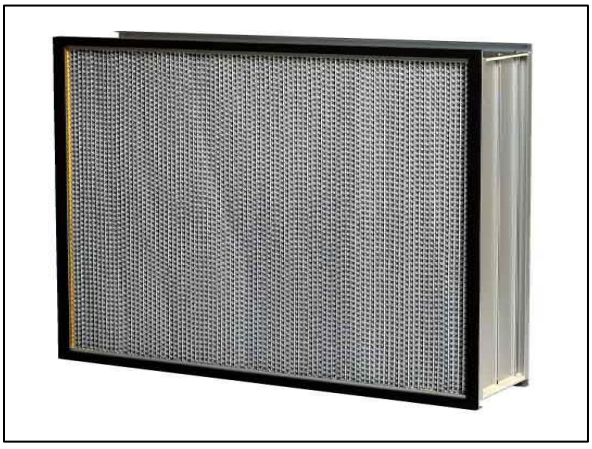
Fan adalah bagian dari AHU yang berfungsi untuk menggerakkan udara. Fan yang digunakan dalam AHU berupa fan radial yang memiliki kisi-kisi yang dapat menggerakkan udara. Fan ini diatur agar menghasilkan frekuensi perputaran yang tetap, sehingga menghasilkan *output* udara dengan debit yang tetap. Debit udara yang tetap tersebut dapat mengkontrol tekanan dan aliran udara yang masuk ke dalam ruangan. Gambar 2.5 memperlihatkan penampang fan pada AHU.



Gambar 2.5 Fan pada AHU.

- *Filter*

Filter merupakan bagian dari AHU yang berfungsi untuk membersihkan atau menyaring partikel dan mikroorganisme (partikel asing) yang mengkontaminasi udara. Filter biasanya ditempatkan di dalam rumah filter *(filter house)* yang didesain sedimikian rupa agar mudah dibersihkan atau diganti. Pada saat pemasangan, filter harus diatur sedemikian rupa sehingga udara yang masuk AHU dapat disaring terlebih dahulu sebelum didinginkan kembali. Gambar 2.6 memperlihatkan penampang fan pada AHU.



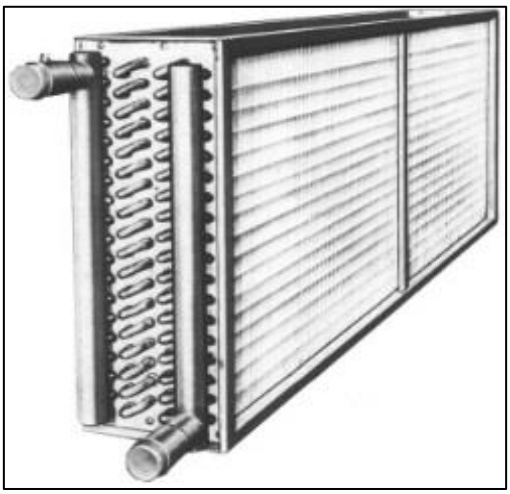
Gambar 2.6 Filter pada AHU.

Filter yang digunakan untuk AHU dibagi menjadi beberapa jenis tergantung efisiensinya, yaitu:

a. *Pre-Filter*
   Efisiensi penyaringannya 35%
b. *Medium Filter*
   Efisiensi penyaringannya 95%
c. *High Efficiency Particulate Air (HEPA) Filter*
   Efisiensi penyaringannya 99,97%

- *Cooling coil*

Cooling coil merupakan alat penukar panas (*heat exchanger*). Udara campuran yang memiliki temperatur tinggi mengalir melewati koil pendingin yang temperatur rendah. Proses tersebut menyebabkan terjadinya kontak antar udara dan permukaan koil yang akan menghasilkan udara dengan temperatur yang lebih rendah. Proses ini juga menyebabkan uap air yang terdapat di dalam udara ikut berpindah ke sisi koil, sehingga uap air akan mengalami kondensasi. Hal ini menyebabkan kelembaban udara yang keluar dari koil juga akan berkurang. Koil pendingin harus dirancang sedemikian rupa sesuai dengan beban pendingin yang dibutuhkan, sehingga proses penyerapan panas dari udara di dalam koil dapat berlangsung secara efektif. Gambar 2.7 memperlihatkan penampang *cooling coil* pada AHU.

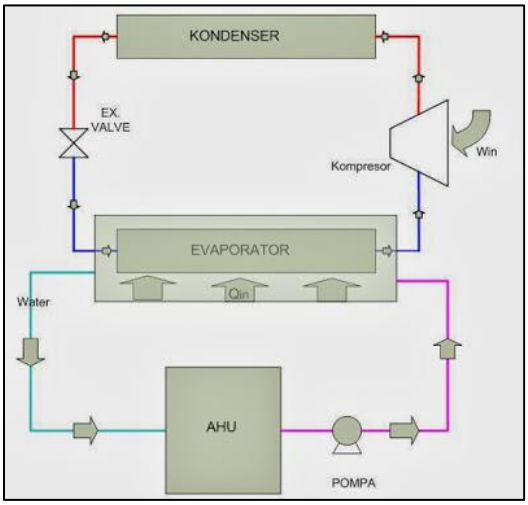


Gambar 2.7 *Cooling coil* pada AHU.

B. *Water Chiller*

Water chiller merupakan mesin refrigerasi yang biasa digunakan untuk sistim AC sentral dengan cara, mendinginkan fluida kerja (air) yang di alirkan menuju evaporator. Air yang didinginkan dialirkan menuju ke AHU dan terjadi pertukaran panas pada

cooling coil. Air yang bersuhu lebih tinggi akibat pertukaran panas dengan udara, didinginkan kembali menggunakan evaporator sehingga membentuk sebuah siklus. Gambar 2.8 memperlihatkan siklus kerja water chiller.



(Sumber: http://tepus.org/2014/10/pengertian-chiller-dan-cara-kerja/)

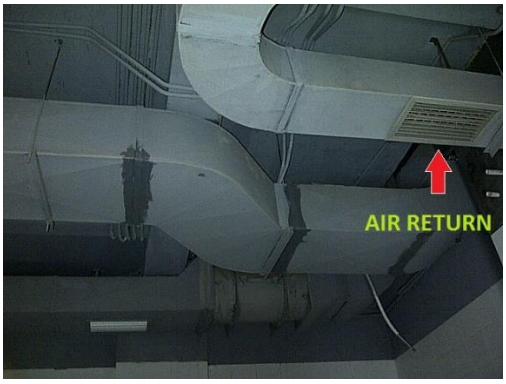
Gambar 2.8 Siklus water chiller pada sistim pendingin.

Selain water chiller, terdapat pula *air chiller* yang memiliki fungsi sama dengan water chiller tetapi menggunakan fluida kerja yang berbeda. Fluida kerja yang digunakan pada air chiller adalah udara. Penggunaan chiller digunakan tergantung kondisi lapangan, serta kebutuhan beban pendingin yang sesuai.

C. *Ducting*

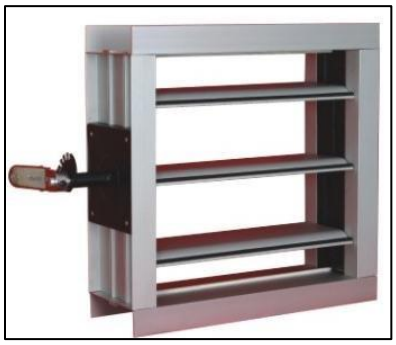
Ducting adalah bagian dari AHU yang berfungsi sebagai saluran tertutup tempat mengalirnya udara. Secara umum, *ducting* merupakan sebuah sistem saluran udara tertutup yang menghubungkan fan dengan ruangan. Ducting terdiri dari ducting *supply* (saluran udara keluar dari AHU masuk ke ruangan) dan ducting *return* (saluran udara keluar dari ruangan masu ke AHU). Ducting supply memiliki *diffuser* yang berfungsi sebagai alat penyebar udara ke dalam ruangan. Ducting return memiliki *grille* (kisi-kisi) udara yang dire-sirkulasi menuju AHU. Gambar 2.9 dan Gambar 2.10 memperlihatkan konstruksi ducting supply dengan diffuser dan konstruksi ducting return dengan grille.

Gambar 2.9 Konstruksi ducting supply dengan diffuser



Gambar 2.10 Konstruksi ducting return dengan grille.

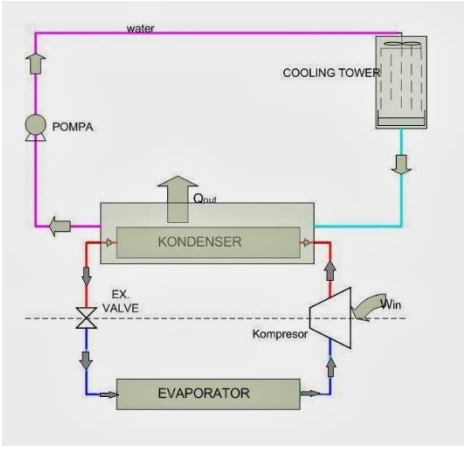
Ducting harus didesain sesuai dengan kapasitas udara (debit) yang dibutuhkan. Debit udara yang dialirkan ke dalam ruangan dapat dikontrol menggunakan *damper*. Damper dapat mengatur besar kecilnya debit udara yang dibutuhkan pada tiap-tiap ruangan. Damper juga dapat mengatur besar kecilnya debit udara yang dire-sirkulasi maupun debit udara luar menuju AHU. Gambar 2.11 memperlihatkan penampang damper pada ducting.



Gambar 2.11 Damper pada ducting.

D. *Cooling Tower*

Cooling tower merupakan alat untuk mendinginkan air bersuhu tinggi setelah keluar dari kondensor dengan cara dikontakan langsung dengan udara yang dihembuskan oleh fan. Air yang memiliki temperatur tinggi dipompa menuju cooling tower. Di dalam cooling tower, air langsung melakukan kontak dengan udara yang dihembuskan melalui fan. Kemudian, air yang mengalami penurunan temperature ditampung dalam bak untuk dipompa kembali menuju kondensor. Gambar 2.12 memperlihatkan siklus cooling tower.

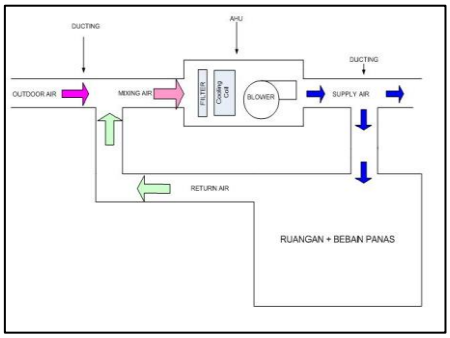


(Sumber: http://tepus.org/2014/10/kerja-cooling-tower)
Gambar 2.12 Siklus cooling tower pada sistim pendingin.

Perpindahan panas yang terjadi pada cooling tower disebabkan karena perbedaaan suhu antara air dan udara. Penurunan suhu air dengan udara pada cooling tower sangat rendah yang membuat sistim ini hemat energi. Sistim ini digunakan untuk sistem refrigerasi skala besar, yang membutuhkan banyak pompa dan membutuhkan ruang yang lebih luas untuk membangun cooling tower.

2.2.2 Sirkulasi Udara

Prinsip kerja secara umum pengkondisi udara yang menggunakan AHU adalah menghisap udara dari ruangan (melalui ducting return) yang kemudian dicampur dengan udara luar (*outdoor air*) dengan komposisi yang bisa diubah-ubah sesuai keinginan. Udara campur dihisap oleh fan masuk ke dalam AHU dan disaring menggunakan filter guna memisahkan udara dengan partikel-parrtikel debu. Udara yang sudah disaring mengalir melewati cooling coil yang menurunkan suhu (T) dan kelembaban relatif (RH) udara. Udara tersebut, dihembuskan menggunakan fan (*blower*) menuju ke ruangan (melalui ducting suplai). Jumlah debit udara yang masuk ke tiap-tiap ruangan diatur dengan alat pengkontrol aliran (*damper*) sesuai dengan debit udara yang dibutuhkan pada ruangan. Gambar 2.13 memperlihatkan sirkulasi udara pada AHU. Udara yang dihasilkan menuju ruangan dire-sirkulasi ke AHU, sehingga sistim pengkondisi udara ini menghemat penggunaan refrigeran.



Gambar 2.13 Sirkulasi udara pada AHU

2.3 Beban Pendingin

Beban pendingin merupakan jumlah panas yang dipindahkan oleh refrigeran pada sistim pengkondisi udara persatuan waktu. Panas yang timbul pada ruangan menyebabkan temperatur ruangan menjadi tinggi, beban panas ini yang harus dipindahkan oleh sistim refrigerasi. Panas pada ruangan diserap oleh evaporator dan refrigeran membawa panas yang akan dilepas oleh kondensor setelah tekanan refrigeran dikompresi oleh kompresor. Beban panas pada ruangan yang mempengaruhi beban pendinginan meliputi:

a. Beban panas transmisi (panas melalui dinding, atap dan lantai).
b. Beban panas manusia.
c. Beban panas jendela.
d. Beban panas lampu.
e. Beban panas peralatan

Besarnya total beban panas pada ruangan yang mempengaruhi beban pendinginan dapa dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$QT = Qt + Qp + Qw + Ql + Qe$ .....(2.1)

Keterangan:
QT = Total beban panas ruangan (Watt)
Qt = Beban panas transmisi (Watt)
Qp = Beban panas manusia (Watt)
Qw = Beban panas jendela (Watt)
Ql = Beban panas lampu (Watt)
Qe = Beban panas peralatan (Watt)

2.3.1 Beban Panas Transmisi (*Heat Transmission*)

Besar nilai koefisien perpindahan panas untuk keseluruhan material dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut (ASHRAE 1997, *Chapter 12 Handbook Fundamentals)*:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h}in + \frac{X}{K} + \frac{1}{h}out} \quad \text{.....(2.2)}$$

Keterangan:
U = Koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m^2. K)
X = Tebal dinding (m)
K = *Thermal conductivity material* (W/m. K)
hin = *Inside surface conductance* (W/m^2. K)
$hout$ = *Outside surface conductance* (W/m^2. K)

Beban panas transmisi (*heat transmission*) dapat dihitung dengan persamaan (2.3) (ASHRAE 1997, *Chapter 12 Handbook Fundamentals*):

$Qt = A \times U \times \Delta T$ .....(2.3)

Keterangan:
Qt = Panas transmisi (Watt)
A = Luas dinding, atap dan lantai (m^2)
U = Koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m^2. K)
ΔT = Perbedaan temperature didalam dan diluar ruangan (˚K)

2.3.2 Beban Panas Manusia (*Heat Gain from People*)

Beban panas manusia diperoleh berdasarakan aktifitas yang dilakukan. Panas yang dihasilkan oleh aktifitas manusia dibedakan menjadi panas sensibel dan panas laten. Beban panas sensibel dan laten dari aktifitas manusia dapat dihitung dengan persamaan berikut:

- Kalor sensibel

$$Qps = n \times SHG \quad \text{.....(2.4)}$$

Keterangan:
Qps = Panas sensibel manusia (Watt)
n = Jumlah orang
SHG = *Sensible Heat Gain* (Watt)
(ASHRAE 1999, *Chapter 10 – Ships*)

- Kalor laten

$$Qpl = n \times LHG \quad \text{.....(2.5)}$$

Keterangan:
Qpl = Panas laten manusia (Watt)
n = Jumlah orang
LHG = *Laten Heat Gain* (Watt)
(ASHRAE 1999, *Chapter 10 – Ships*)

Tabel 2.1 Standar panas sensibel dan laten manusia.

Activity at 27°C	Heat Rate, W		
	Sensible	Latent	Total
Dancing	72	177	249
Eating (mess rooms and dining rooms)	64	97	161
Waiters	88	205	293
Moderate activity (lounge, ship's office, chart rooms)	59	73	132
Light activity (staterooms, crew's berthing)	57	60	117
Workshops	73	149	222

Tabel diatas adalah standar nilai panas sensibel dan panas laten aktifitas manusia (penumpang kapal). Jumlah panas dari manusia tergantung dari berat atau ringan aktifitas

yang dilakukan. Aktifitas yang ringan pada saat manusia beristirahat (tidur), sedangkan aktifitas berat pada saat manusia makan.

2.3.3 Beban Panas Jendela (*Heat Gain from Window*)

Perhitungan beban ini dihitung jika suatu ruangan memiliki jendela, beban ini dihitung dengan persamaan (2.7) (*Chapter 29 of the 1997* ASHRAE *Handbook Fundamentals)*. Besar *shading coeficient* dihitung dengan persamaan (2.6).

$$SC = \frac{SHGC}{0{,}87} \quad \text{.....(2.6)}$$

Keterangan:

SC = *Shading coeficient*

$SHGC$ = *Solar heat gain coeficient*

$$Qw = A \times SC \times SHGF \text{.....(2.7)}$$

Keterangan:

QW = Beban panas dari jendela (Watt)

A = Luas area (m^2)

SC = *Shading coeficient*

$SHGF$ = *Solar heat gain factor* (W/m^2)

2.3.4 Beban Panas Lampu (*Heat Gain from Light*)

Beban panas dari dalam ruangan yang disebabkan oleh penerangan tergantung dari jumlah daya serta jenis penerangan yang digunakan. Perhitungan beban panas lampu ditentukan dengan persamaan (2.8) (ASHRAE 1997, *Chapter 28 Handbook Fundamentals*).

$$Ql = W \times Ful \times Fsa \text{ .....(2.8)}$$

Keterangan:

Qlg = Beban panas dari lampu *fluorescent* (Watt)

P = Total daya lampu (Watt)

Ful = *Lightning use factor* (1)

Fsa = *L*ightning *special allowance factor* (1,2)

(ASHRAE *Standard* 90.1-2007)

Besar *lightning use* dan *special allowance* factor dibedakan menurut jenis lampunya pada Tabel 2.2.

Tabel 2.2 Nilai lightning factor berdasarkan jenis lampu.

Lightning Factor	**Fluorescent lamp (Watt)**	**Tungsten lamp (Watt)**
Use	1	1
Special allowance factor	1,2	1

2.3.5 Beban Panas Peralatan (*Heat Gain from Equipment*)

Beban panas peralatan dapat dihitung menggunakan persamaan (2.9) (ASHRAE 1997, *Chapter 28 Handbook Fundamentals*).

$$QE = P \times Fum \times Flm \quad \text{.....(2.9)}$$

Keterangan:
QE = Beban panas dari peralatan (Watt)
P = *Motor power rating* (Watt)
Fum = *Motor use factor* (1)
Flm = *Motor load factor* (1)
(ASHRAE *Standard* 90.1-2007)

2.3.6 Kapasitas Udara

Kapasitas udara merupakan besarnya udara yang didistribusikan ke tiap ruangan. Besar kapasitas udara dapat dihitung menggunakan persamaan (2.10). Nilai kapasitas udara dapat digunakan untuk mencari besar *cooling load*. Cooling load merupakan beban pendinginan yang ditanggung oleh refrigeran.

$$Vt = \frac{QT}{\rho \times CP \times \Delta T} \quad \text{.....(2.10)}$$

Keterangan:
Vt = Kapasitas udara (m^3/h)
QT = Total beban panas ruangan (J/s)
ρ = Massa jenis udara (Kg/m^3)
CP = *Calor specific of air* (kJ/kg℃)
ΔT = Perbedaan suhu antara T*out* - T*in* (℃)

Besar *cooling load* dapat dihitung dengan persamaan (2.12). Beda entalpi pada udara luar ruangan dan udara dalam ruangan dapat dihitung menggunakan persamaan (2.11).

$$\Delta H = CP \times \Delta T \quad \text{.....(2.11)}$$

Keterangan:
ΔH = Perbedaan entalpi antara T*out* - T*in* (kj/kg)
CP = *Calor specific of air* (kJ/kg℃)
ΔT = Perbedaan suhu antara T*out* - T*in* (℃)

$$QL = Vt \times \rho \times \Delta H \quad \text{.....(2.12)}$$

Keterangan:
QL = *Cooling load* (kj/s)
Vt = Kapasitas udara (m^3/h)
ρ = Massa jenis udara (Kg/m^3)
ΔH = Perbedaan entalpi antara T*out* - T*in* (℃)

2.4 Zona Nyaman

Zona nyaman merupakan rentang suhu dimana manusia merasa nyaman. Manusia merasa nyaman secara termal ketika berada dalam rentang temperatur udara sebesar 23℃ - 26℃ dengan kelembaban relatif udara sebesar 40% - 60% (ASHRAE, *Standard* 55-1992). Tabel 2.3 dan Tabel 2.4 memperlihatkan kondisi udara luar dan kondisi udara dalam ruangan pada musim panas berdasarkan macam-macam standar.

Tabel 2.3 Kondisi udara luar ruangan pada musim panas.

No.	Standar	Parameter	
		Temperatur (℃)	Relative Humidity (%)
1	ISO 7547-1985E	35	70
2	Indonesian Navy Boat	32	90

Tabel 2.4 Kondisi udara dalam ruangan pada musim panas.

No.	Standar	Parameter	
		Temperatur (℃)	Relative Humidity (%)
1	ISO 7547-1985E	27	50
2	Indonesian Navy Boat	25	60
3	ASHRAE	23-26	40-60

2.5 Spesifikasi Mesin Pendingin

Spesifikasi mesin pendingin merupakan perincian jenis komponen mesin yang dipasang dalam sebuah sistim pendingin. Komponen mesin yang ditentukan sesuai dengan besar beban pendinginan. Sehingga, spesifikasi mesin pendingin yang diperoleh yaitu: kapasitas pendinginan (*cooling capacity*) pada evaporator, kapasitas pemanasan (*heating capacity*) pada kondensor dan daya kerja yang dibutuhkan kompresor.

2.5.1 *Cooling Capacity*

Besar cooling capacity pada evaporator dapat dihitung dengan persamaan (2.14), besar massa aliran refrigeran dapat dihitung menggunakan persamaan (2.13).

$$\dot{m}\, ref = \frac{QL}{\Delta h\, refrigerasi} \quad \text{.....(2.13)}$$

Keterangan:
$\dot{m}\, ref$ = Massa aliran refrigerant (kg/s)
QL = Kapasitas evaporator (kJ/s)
$\Delta h\, refrigerasi$ = Perbedaan entalpi pendinginan (kJ/kg)

$$P_e = \dot{m}\, ref \times \Delta h\, evaporator \quad \text{.....(2.14)}$$

Keterangan:
P_e = *Cooling capacity* (kJ/s)
$\dot{m}\, ref$ = Massa aliran refrigerant (kg/s)
$\Delta h\, evaporator$ = Perbedaan entalpi keluar masuk evaporator (kJ/kg)

2.5.2 *Heating Capacity*

Besar heating capacity pada kondensor dapat dihitung dengan persamaan (2.15).

$P_c = \dot{m}\, ref \times \Delta h\, kondensor$ .....(2.15)

Keterangan:
P_c = *Heating capacity* (kJ/s)
$\dot{m}\, ref$ = Massa aliran refrigerant (kg/s)
$\Delta h\, kondensor$ = Perbedaan entalpi keluar masuk kondensor (kJ/kg)

2.5.3 Daya Kompresor

Besar daya kerja kompresor dapat dihitung dengan persamaan (2.16).

$P_k = \dot{m}\, ref \times \Delta h\, kompresor$ .....(2.16)

Keterangan:
Pk = Daya kerja kompresor (kW)
$\dot{m}\, ref$ = Massa aliran refrigerant (kg/s)
$\Delta h\, kompresor$ = Perbedaan entalpi keluar masuk kompresor (kJ/kg)

2.5.4 COP dan PF

COP (*coefficient of performance*) merupakan performansi kerja untuk mesin pendingin. PF (*performance factor*) merupakan performansi kerja untuk mesin pemanas. COP dan PF dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

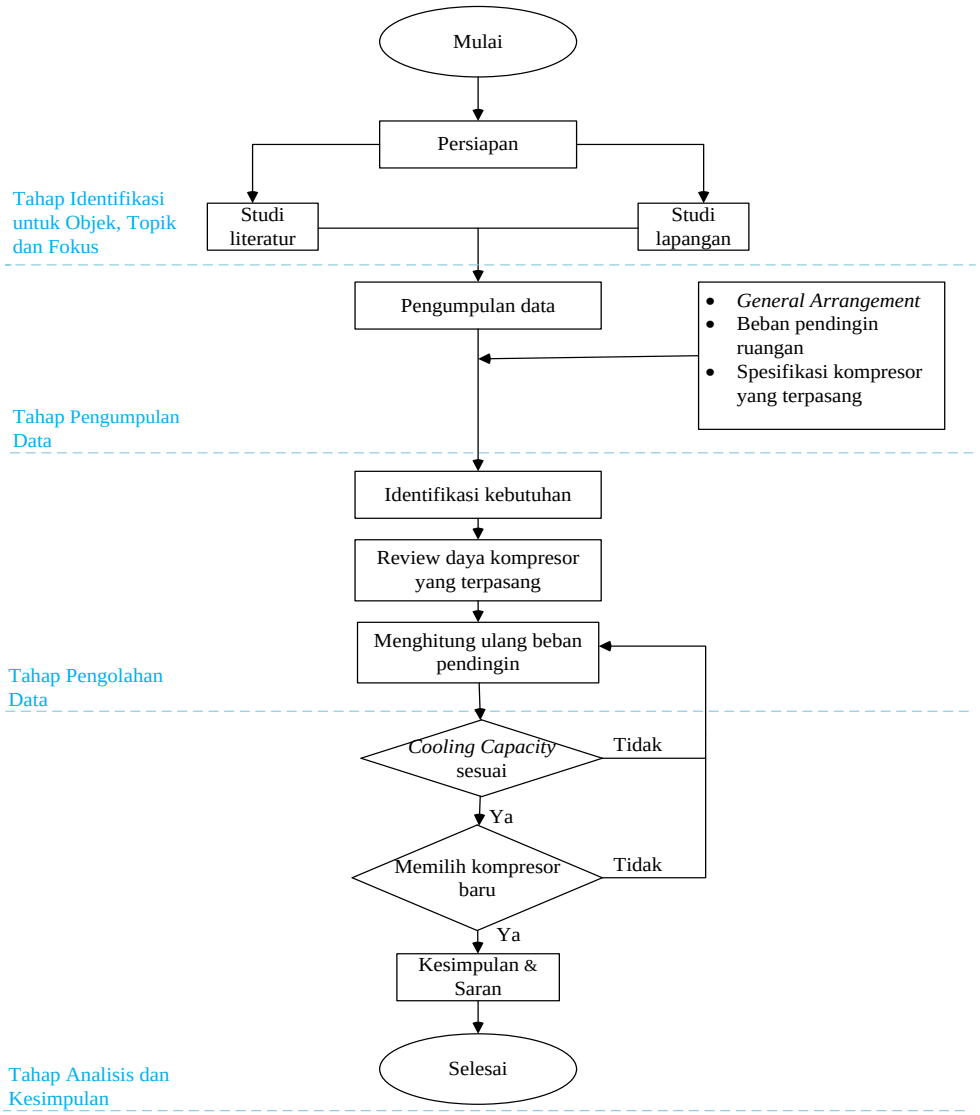
$$COP = \frac{Cooling\ effect}{Work\ input} = \frac{QL}{Pk} \quad \text{.....(2.17)}$$

Keterangan:
COP = *Coefficient of performance*
Q_L = *Cooling load* (kW)
P_k = Daya kerja kompresor (kW)

$$PF = \frac{Heating\ effect}{Work\ input} = \frac{QH}{Pk} \quad \text{.....(2.18)}$$

Keterangan:
COP = *Performance factor*
Q_H = *Heating load* (kW)
P_k = Daya kerja kompresor (kW)

BAB III
METODOLOGI PENELITIAN



Gambar 3.1 *Flowchart* Penelitian

3.1 Tahap Identifikasi untuk Objek, Topik dan Fokus

Tahap ini berfungsi untuk menetapkan tujuan dan memahami objek, topik dan fokus dalam penelitian ini. Berikut merupakan aktivitas pada tahap ini:

1. Studi Lapangan.

Pengamatan langsung dilakukan tehadap kondisi ruangan serta sistim pengkondisi udara pada KMP Legundi. Kegiatan ini bertujuan untuk mengetahui tidak mencapainya temperatur yang diinginkan pada sistim pengkondisi udara tersebut.

2. Studi Literatur.

Teori-teori mengenai penelitian ini dikumpulkan dan digunakan sebagai referensi untuk pelaksanaan penelitian. Teori yang diambil berhubungan dengan sistim refrigerasi, beban pendingin dan menentukan daya kompresor.

3.2 Tahap Pengumpulan Data

Tahap ini merupakan tahap pengumpulan data yang berhubungan dengan permasalahan pada penelitian ini. Data-data tersebut diuraikan di bawah ini:

1. Gambar *general arrangement* KMP Legundi.
2. Data beban pendingin dan kapasitas udara pada perancangan awal.
3. Spesifikasi kompresor yang terpasang di Kapal.

3.3 Tahap Pengolahan Data

Tahap pengolahan data merupakan tindak lanjut dari pengumpulan data yang telah dilakukan, hal-hal tersebut adalah:

1. Mereview daya kompresor yang terpasang dengan beban pendingin pada perancangan awal.
2. Menghitung ulang beban pendingin faktual berdasarkan standar ASHRAE.
3. Menghitung kapasitas udara pada masing-masing sistim pendingin.
4. Menghitung *cooling capacity* yang sesuai dengan beban pendingin faktual.
5. Menentukan daya kompresor dari *cooling capacity* yang diperoleh pada masing-masing sistim pendingin.

3.4 Tahap Analisis dan Kesimpulan

Tahap ini merupakan tahap akhir dari penelitian, yang dilakukan adalah:

1. Analisis perbandingan *cooling capacity*

Tahap ini dilakukan analisis terhadap data-data yang diolah dan dibandingkan serta melakukan optimalisasi perhitungan beban pendingin. Hasil dari analisis pengolahan data meliputi perbandingan perhitungan *cooling capacity* antara rancangan awal dengan rancangan baru.

2. Memilih kompresor

Kompresor baru ditentukan sesuai dengan beban pendingin faktual yang dihitung berdasarkan standar ASHRAE. Kompresor yang dipilih berdasarkan dari besar *cooling capaacity* pada masing-masing sistim pendingin.

3. Kesimpulan dan Saran

Tahap ini merupakan pengambilan kesimpulan dari analisa dan pengolahan data yang dilakukan. Saran dimaksudkan agar penelitian selanjutnya lebih berkembang dan sebegai referensi kepada kontraktor sistim pengkondisi udara pada kapal.

HALAMAN SENGAJA DIKOSONGKAN

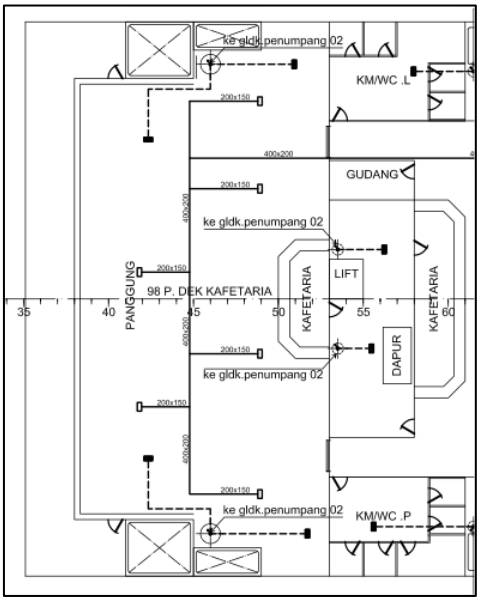
BAB IV
DATA DAN ANALISA

4.1 KMP Legundi

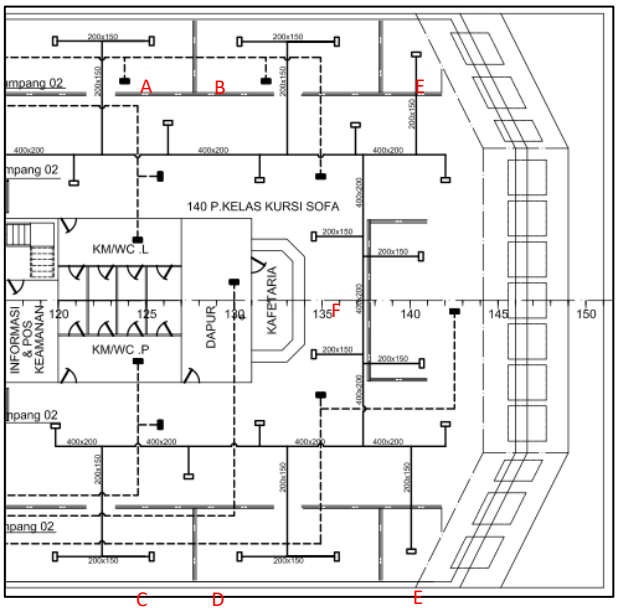
KMP Legundi merupakan kapal penyeberangan kelas 5000 GT di perairan Indonesia. KMP Legundi memiliki sistim pengkondisi udara basis HVAC sebagai penunjang pelayanan penumpang. Sistim HVAC yang dimiliki kapal ini dibagi menjadi 5 sistim pendingin. Kelima sistim pendingin tersebut menyuplai udara untuk masing-masing ruangan sesuai dengan gambar *general arrangement ferry* 5000 GT KMP Legundi. Tugas akhir ini menghitung ulang beban pengkondisi udara KMP Legundi berdasarkan standar ASHRAE serta menentukan sepesifikasi mesin pendingin yang harus terpasang.

4.1.1 *General Arrangement*

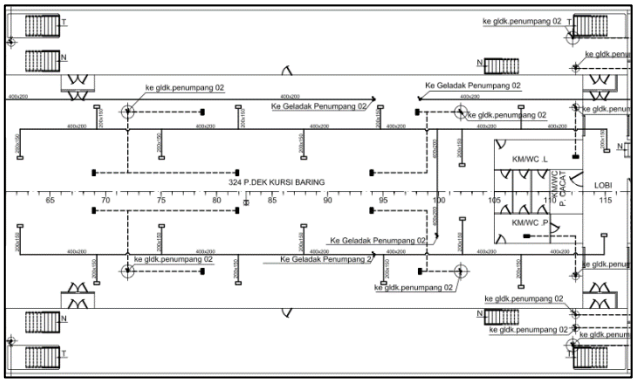
General arrangement (rencana umum) dari KMP Legundi merupakan gambar penentuan ruangan pada kapal untuk segala fungsi yang dibutuhkan termasuk kebutuhan sistim pengkondisian udara. Sistim pengkondisi udara basis HVAC pada KMP Legundi dibagi menjadi 5 sistim pendingin. Sistim tersebut menyuplai udara untuk ruang kafetaria (sistim pendingin 1), ruang penumpang kursi sofa (sistim pendingin 2), ruang penumpang kursi baring (sistim pendingin 3 dan 4) dan ruang navigasi serta ruang ABK (sistim pendingin 5). Gambar 4.1, Gambar 4.2, dan Gambar 4.3 memperlihatkan potongan dari desain gambar rencana umum mengenai kondisi ruang kafetaria, ruang penumpang kursi sofa, dan ruang penumpang kursi baring yang terletak pada dek 5 KMP Legundi.



Gambar 4.1 Rencana umum ruang kafetaria.

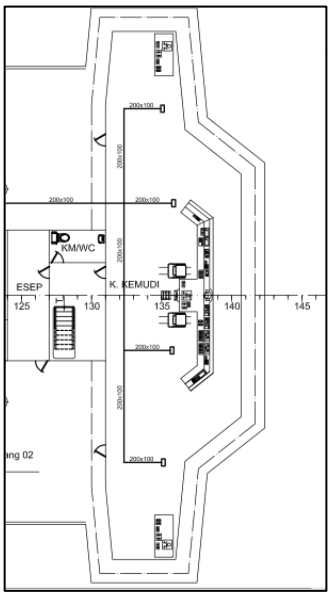


Gambar 4.2 Rencana umum ruang penumpang kursi sofa.

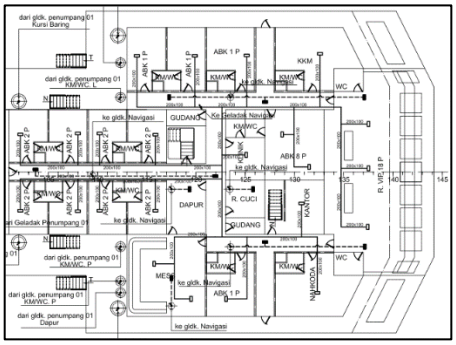


Gambar 4.3 Rencana umum ruang penumpang kursi baring.

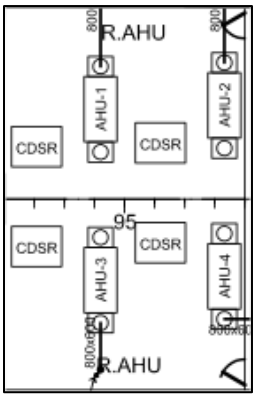
Ruang navigasi (Gambar 4.4) terletak pada dek 7 KMP Legundi. Ruang ABK (Gambar 4.5) terletak pada dek 6 KMP Legundi. Sistim pendingin 1 sampai 4 terletak di ruang AHU pada dek 6 KMP Legundi (Gambar 4.6). Sistim pendingin 5 terletak di ruang AHU pada dek 7 KMP Legundi (Gambar 4.7). Gambar desain rencana umum keseluruhan kapal ferry 5000 GT diletakkan pada lampiran.



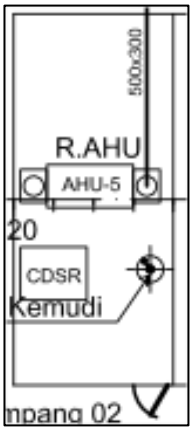
Gambar 4.4 Rencana umum ruang navigasi.



Gambar 4.5 Rencana umum ruang ABK.



Gambar 4.6 Rencana umum ruang AHU dek 6



Gambar 4.7 Rencana umum ruang AHU dek 7.

4.1.2 Operasional

Data operasional pengkondisi udara pada masing-masing sistim pendingin dimuat pada Tabel 4.1 (sistim pendingin 1), Tabel 4.2 (sistim pendingin 2), Tabel 4.3 (sistim pendingin 3 dan 4) dan Tabel 4.4 (sistim pendingin 5).

Tabel 4.1 Data operasional sistim pendingin 1.

No.	Ruang	Dek
1.	Kafetaria	5

Tabel 4.2 Data operasional sistim pendingin 2.

No.	Ruang	Terletak Pada Dek
1.	Duduk sofa A	5
2.	Duduk sofa B	5
3.	Duduk sofa C	5
4.	Duduk sofa D	5
5.	Duduk sofa E	5
6.	Duduk sofa F	5

Tabel 4.3 Data operasional sistim pendingin 3 dan 4.

No.	Ruang	Terletak Pada Dek
1.	Duduk baring	5
2.	Lobby	5

Tabel 4.4 Data operasional sistim pendingin 5.

No.	Ruang	Terletak Pada Dek
1.	Navigasi	7
2.	ABK 1P-01	6
3.	ABK 1P-02	6
4.	ABK 1P-03	6
5.	ABK 1P-04	6
6.	KKM	6
7.	ABK 8P	6
8.	VIP 18P	6
9.	Kantor	6
10.	Klinik	6
11.	Nahkoda	6
12.	Mess	6
13.	ABK 2P-01	6
14.	ABK 2P-02	6
15.	ABK 2P-03	6
16.	ABK 2P-04	6
17.	ABK 2P-05	6
18.	ABK 2P-06	6
19.	ABK 2P-07	6
20.	ABK 2P-08	6

4.1.3 HVAC

- Beban pendingin ruangan

Beban pendingin rancangan awal tiap-tiap ruangan dimuat pada Tabel 4.5 (sistim pendingin 1), Tabel 4.6 (sistim pendingin 2), Tabel 4.7 (sistim pendingin 3 dan 4), dan Tabel 4.8 (sistim pendingin 5) sebagai berikut.

Tabel 4.5 Data rancangan awal sistim pendingin 1.

No.	Ruang	Beban Pendingin (Watt)	Kapasitas Udara (m^3/h)
1.	Kafetaria	18786	6199
Total		**18786**	**6199**

Tabel 4.6 Data rancangan awal sistim pendingin 2.

No.	Ruang	Beban Pendingin (Watt)	Kapasitas Udara (m^3/h)
1.	Duduk sofa A	1301	429
2.	Duduk sofa B	1301	429
3.	Duduk sofa C	1301	429
4.	Duduk sofa D	1301	429
5.	Duduk sofa E	906	298
6.	Duduk sofa F	24266	8006
Total		**30376**	**10020**

Tabel 4.7 Data rancangan awal sistim pendingin 3 dan 4.

No.	Ruang	Beban Pendingin (Watt)	Kapasitas Udara (m^3/h)
1.	Duduk baring	45850	15130
2.	Lobby	2916	962
Total		**48766**	**16092**

Tabel 4.8 Data rancangan awal sistim pendingin 5.

No.	Ruang	Beban Pendingin (Watt)	Kapasitas Udara (m^3/h)
1.	Navigasi	9123	3011
2.	ABK 1P-01	931	307
3.	ABK 1P-02	931	307
4.	ABK 1P-03	969	320
5.	ABK 1P-04	969	320
6.	KKM	1456	480
7.	ABK 8P	1625	536
8.	VIP 18P	7466	2464
9.	Kantor	540	178
10.	Klinik	465	153
11.	Nahkoda	1456	480
12.	Mess	2501	825
13.	ABK 2P-01	635	210
14.	ABK 2P-02	546	180
15.	ABK 2P-03	546	180
16.	ABK 2P-04	546	180
17.	ABK 2P-05	635	210
18.	ABK 2P-06	546	180
19.	ABK 2P-07	546	180
20.	ABK 2P-08	546	180
Total		**32978**	**10883**

- Daya kompresor yang terpasang

Besar daya kompresor yang terpasang pada masing-masing sistim pendingin dimuat pada Tabel 4.9 sebagai berikut.

Tabel 4.9 Daya kompresor yang terpasang.

No.	Sistim	*Cooling Capacity* (kJ/s)	Daya Kompresor (kW)
1.	Sistim pendingin 1	60	18,55
2.	Sistim pendingin 2	70	17,96
3.	Sistim pendingin 3 dan 4	90	25,73
4.	Sistim pendingin 5	110	26,05

Besar *cooling capacity* dan daya kompresor yang terpasang tidak sesuai dengan beban pendingin faktual. Daya kompresor yang terpasang membutuhkan waktu lama dalam mendinginkan ruangan. Beban pendingin faktual dihitung ulang agar memperoleh daya kompresor yang sesuai dan mencapai temperatur ruangan yang diinginkan.

4.2 Perhitungan Ulang Beban Pendingin

Beban pendingin dihitung ulang berdasarkan jumlah beban panas transmisi, beban panas manusia, beban panas jendela, beban panas lampu, dan beban panas peralatan (ASHRAE *Standard* 26-1996). Temperatur udara luar ruangan sebesar 35℃ dengan *relative humidity* udara sebesar 70%. Temperatur udara dalam ruangan dikondisikan sebesar 25℃ dengan *relative humidity* sebesar 50%.

4.2.1 Perhitungan Beban Panas Transmisi

Beban panas transmisi yang diperoleh dengan koefisien perpindahan panas keseluruhan material dinding (U), perbedaan temperatur ruangan (ΔT), dan total luas permukaan dinding (A). Koefisien perpindahan panas keseluruhan material dinding dihitung dengan asumsi nilai *inside surface conductance* (h *in*) = 9,3 W/(m^2.K) dan nilai *outside surface conductance* (h *out*) = 34 W/(m^2.K) (ASHRAE *Standard* 90.1-2007). Besar koefisien perpindahan panas keseluruhan material dinding dapat dihitung menggunakan persamaan (2.2) sebagai berikut.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h}in + \frac{X1}{K1} + \frac{X2}{K2} + \frac{X3}{K3} + \frac{1}{h}out}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{9{,}3\ \mathrm{W/(m2.K)}} + \frac{0{,}012\ \mathrm{m}}{15\ \mathrm{W/(m2.K)}} + \frac{0{,}05\ \mathrm{m}}{0{,}04\ \mathrm{W/(m2.K)}} + \frac{0{,}005\ \mathrm{m}}{0{,}109\ \mathrm{W/(m2.K)}} + \frac{1}{34\ \mathrm{W/(m2.K)}}}$$

$$= 0{,}7\ \mathrm{W/(m^2.\ K)}$$

Besar beban panas transmisi dengan koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) sebesar 0,7 W/(m^2. K), perbedaan temperatur ruangan (ΔT) 10° K dan total luas permukaan dinding pada tiap ruangan (A) dapat dihitung menggunakan persamaan (2.3). Tabel 4.10 sampai Tabel 4.13 merupakan perhitungan beban panas transmisi sistim pendingin 1-5.

Tabel 4.10 Data hasil perhitungan beban panas transmisi sistim pendingin 1.

No.	Ruang	A (m^2)	ΔT (°K)	U ($W/m^2.K$)	Beban Panas (Watt)
1	Kafetaria	498	10	0,7	3488
Total					3488

Tabel 4.11 Data hasil perhitungan beban panas transmisi sistim pendingin 2.

No.	Ruang	A (m^2)	ΔT (°K)	U ($W/m^2.K$)	Beban Panas (Watt)
1	Duduk sofa A	81	10	0,7	564
2	Duduk sofa B	81	10	0,7	564
3	Duduk sofa C	81	10	0,7	564
4	Duduk sofa D	81	10	0,7	564
5	Duduk sofa E	75	10	0,7	524
6	Duduk sofa F	616	10	0,7	4310
Total					7090

Tabel 4.12 Data hasil perhitungan beban panas transmisi sistim pendingin 3 dan 4.

No.	Ruang	A (m^2)	ΔT (°K)	U ($W/m^2.K$)	Beban Panas (Watt)
1	Duduk baring	682	10	0,7	4774
2	Lobby	78	10	0,7	547
Total					5321

Tabel 4.13 Data hasil perhitungan beban panas transmisi sistim pendingin 5.

No.	Ruang	A	ΔT	U	Beban Panas
		(m^2)	(°K)	($W/m^2.K$)	(Watt)
1	Navigasi	386	10	0,7	2699
2	ABK 1P-01	49	10	0,7	344
3	ABK 1P-02	48	10	0,7	339
4	ABK 1P-03	56	10	0,7	393
5	ABK 1P-04	56	10	0,7	393
6	KKM	87	10	0,7	610
7	ABK 8P	70	10	0,7	493
8	VIP 18P	179	10	0,7	1250
9	Kantor	44	10	0,7	306
10	Klinik	37	10	0,7	262
11	Nahkoda	78	10	0,7	544
12	Mess	96	10	0,7	674
13	ABK 2P-01	43	10	0,7	300
14	ABK 2P-02	43	10	0,7	300
15	ABK 2P-03	43	10	0,7	300
16	ABK 2P-04	43	10	0,7	300
17	ABK 2P-05	42	10	0,7	296
18	ABK 2P-06	42	10	0,7	296
19	ABK 2P-07	42	10	0,7	296
20	ABK 2P-08	42	10	0,7	296
Total					10687

4.2.2 Perhitungan Beban Panas Manusia

Beban panas dari manusia yang diperoleh berdasarkan jumlah dari panas sensibel dari manusia dan panas laten dari manusia. Besar panas sensibel dan laten manusia dihitung menggunakan persamaan (2.4) dan (2.5). Tabel 4.14 sampai Tabel 4.17 merupakan hasil perhitungan beban panas manusia untuk sistim pendingin 1-5.

Tabel 4.14 Data hasil perhitungan beban panas manusia sistim pendingin 1.

No.	Ruang	Jumlah Orang	Sensibel (Watt)	Laten (Watt)	Beban Panas (Watt)
1	Kafetaria	98	64	97	15778
Total					15778

Tabel 4.15 Data hasil perhitungan beban panas manusia sistim pendingin 2.

No.	Ruang	Jumlah Orang	Sensibel (Watt)	Laten (Watt)	Beban Panas (Watt)
1	Duduk sofa A	15	57	60	1755
2	Duduk sofa B	15	57	60	1755
3	Duduk sofa C	15	57	60	1755
4	Duduk sofa D	15	57	60	1755
5	Duduk sofa E	5	57	60	585
6	Duduk sofa F	60	57	60	7020
Total					14625

Tabel 4.16 Data hasil perhitungan beban panas manusia sistim pendingin 3 dan 4.

No.	Ruang	Jumlah Orang	Sensibel (Watt)	Laten (Watt)	Beban Panas (Watt)
1	Duduk baring	162	57	60	18954
2	Lobby	4	57	60	468
Total					19422

Tabel 4.17 Data hasil perhitungan beban panas manusia sistim pendingin 5.

No.	Ruang	Jumlah Orang	Sensibel (Watt)	Laten (Watt)	Beban Panas (Watt)
1	Navigasi	5	59	73	660
2	ABK 1P-01	1	57	60	117
3	ABK 1P-02	1	57	60	117
4	ABK 1P-03	1	57	60	117
5	ABK 1P-04	1	57	60	117
6	KKM	2	59	73	264
7	ABK 8P	8	57	60	936
8	VIP 18P	18	57	60	2106
9	Kantor	2	57	60	234
10	Klinik	2	59	73	264
11	Nahkoda	2	57	60	234
12	Mess	10	64	97	1610
13	ABK 2P-01	2	57	60	234
14	ABK 2P-02	2	57	60	234
15	ABK 2P-03	2	57	60	234
16	ABK 2P-04	2	57	60	234
17	ABK 2P-05	2	57	60	234
18	ABK 2P-06	2	57	60	234
19	ABK 2P-07	2	57	60	234
20	ABK 2P-08	2	57	60	234
Total					8648

4.2.3 Perhitungan Beban Panas Jendela

Beban panas jendela dapat dihitung berdasarkan luas dari jendela (A), besar nilai *shading coeficient* (SC), dan nila *solar heat gain factor* (SHGF) sebesar 933 W/m^2 (ASHRAE *Transactions* 66:228). *Shading coeficient* dihitung berdasarkan besar *solar heat gain coeficient* (SHGC) sebesar 0,22 dengan kondisi sudut normal radiasi matahari terhadap jendela 0˚ - 40 ˚ (ASHRAE *Journal* 33(3):36-45). Besar *shading coeficient* dihitung menggunakan persamaan (2.6).

$$\mathrm{SC} = \frac{\mathrm{SHGC}}{0{,}87} = \frac{0{,}22}{0{,}87} = 0{,}25$$

Beban panas jendela dengan radiasi matahari langsung terdapat pada ruang navigasi, ruang penumpang VIP, dan ruang penumpang duduk sofa F. Beban panas jendela pada sisi lambung kapal dikategorikan dalam perhitungan beban

panas transmisi. Beban panas jendela dihitung menggunakan persamaan (2.7). Tabel 4.18 dan Tabel 4.19 merupakan hasil peritungan beban panas jendela untuk sistim pendingin 2 dan 5.

Tabel 4.18 Data hasil perhitungan beban panas jendela sistim pendingin 2.

No.	Ruang	Total Jendela	A (m^2)	SC	SHGF (W/m^2)	Beban Panas (Watt)
1	Duduk sofa A	-	-	0,25	993	-
2	Duduk sofa B	-	-	0,25	993	-
3	Duduk sofa C	-	-	0,25	993	-
4	Duduk sofa D	-	-	0,25	993	-
5	Duduk sofa E	-	-	0,25	993	-
6	Duduk sofa F	13	0,35	0,25	993	1143
Total						1143

Tabel 4.19 Data hasil perhitungan beban panas jendela sistim pendingin 5.

No.	Ruang	Total Jendela	A (m^2)	SC	SHGF (W/m^2)	Beban Panas (Watt)
1	Navigasi	20	0,35	0,25	993	1758
2	ABK 1P-01	-	-	0,25	993	-
3	ABK 1P-02	-	-	0,25	993	-
4	ABK 1P-03	-	-	0,25	993	-
5	ABK 1P-04	-	-	0,25	993	-
6	KKM	-	-	0,25	993	-
7	ABK 8P	-	-	0,25	993	-
8	VIP 18P	10	0,35	0,25	993	879
9	Kantor	-	-	0,25	993	-
10	Klinik	-	-	0,25	993	-
11	Nahkoda	-	-	0,25	993	-
12	Mess	-	-	0,25	993	-
13	ABK 2P-01	-	-	0,25	993	-
14	ABK 2P-02	-	-	0,25	993	-
15	ABK 2P-03	-	-	0,25	993	-
17	ABK 2P-05	-	-	0,25	993	-
18	ABK 2P-06	-	-	0,25	993	-
19	ABK 2P-07	-	-	0,25	993	-
20	ABK 2P-08	-	-	0,25	993	-
Total						2637

4.2.4 Perhitungan Beban Panas Lampu

Beban panas lampu dihitung dari daya lampu *fluorescent* pada tiap-tiap ruangan (P), *lightning use factor* (F_{ul}) dan *lightning special allowance factor* (F_{sa}). *Lightning use factor* untuk jenis lampu *fluorescent* sebesar 1 dan *lightning special allowance factor* untuk jenis lampu *fluorescent* sebesar 1,2 (ASHRAE *Standard* 90.1-2007). Beban panas lampu dihitung menggunakan persamaan (2.8). Tabel 4.20 sampai Tabel 4.23 merupakan hasil perhitungan beban panas lampu untuk sistim pendingin 1-5.

Tabel 4.20 Data hasil perhitungan beban panas lampu sistim pendingin 1.

No.	Ruang	P (Watt)	F_{ul}	F_{sa}	Beban Panas (Watt)
1	Kafetaria	1755	1	1,2	2106
Total					2106

Tabel 4.21 Data hasil perhitungan beban panas lampu sistim pendingin 2.

No.	Ruang	P (Watt)	F_{ul}	F_{sa}	Beban Panas (Watt)
1	Duduk sofa A	160	1	1,2	192
2	Duduk sofa B	160	1	1,2	192
3	Duduk sofa C	160	1	1,2	192
4	Duduk sofa D	160	1	1,2	192
5	Duduk sofa E	50	1	1,2	60
6	Duduk sofa F	2200	1	1,2	2640
Total					3468

Tabel 4.22 Data hasil perhitungan beban panas lampu sistim pendingin 3 dan 4.

No.	Ruang	P (Watt)	F_{ul}	F_{sa}	Beban Panas (Watt)
1	Duduk baring	1750	1	1,2	2100
2	Lobby	132	1	1,2	158
Total					2258

Tabel 4.23 Data hasil perhitungan beban panas lampu sistim pendingin 5.

No.	Ruang	P (Watt)	F_{ul}	F_{sa}	Beban Panas (Watt)
1	Navigasi	1496	1	1,2	1795
2	ABK 1P-01	94	1	1,2	113
3	ABK 1P-02	94	1	1,2	113
4	ABK 1P-03	117	1	1,2	140
5	ABK 1P-04	117	1	1,2	140
6	KKM	211	1	1,2	253
7	ABK 8P	198	1	1,2	238
8	VIP 18P	720	1	1,2	864
9	Kantor	79	1	1,2	95
10	Klinik	62	1	1,2	74
11	Nahkoda	211	1	1,2	140
12	Mess	240	1	1,2	288
13	ABK 2P-01	77	1	1,2	92
14	ABK 2P-02	77	1	1,2	92
15	ABK 2P-03	77	1	1,2	92
16	ABK 2P-04	77	1	1,2	92
17	ABK 2P-05	77	1	1,2	92
18	ABK 2P-06	77	1	1,2	92
19	ABK 2P-07	77	1	1,2	92
20	ABK 2P-08	77	1	1,2	92
Total					5106

4.2.5 Perhitungan Beban Panas Peralatan

Beban panas ini dihitung dari daya peralatan yang ada pada tiap-tiap ruangan (P), *motor use factor* (F_{um}) dan *motor load factor* (F_{lm}). *Motor use factor* dan *motor load factor* sebesar 1 (ASHRAE *Standard* 90.1-2007). Beban panas peralatan dihitung menggunakan persamaan (2.9). Tabel 4.24 sampai Tabel 4.27 merupakan hasil perhitungan beban panas lampu untuk sistim pendingin 1-5.

Tabel 4.24 Data hasil perhitungan beban panas peralatan sistim pendingin 1.

No.	Ruang	P (Watt)	F_{um}	F_{lm}	Beban Panas (Watt)
1	Kafetaria	4750	1	1	4750
Total					4750

Tabel 4.25 Data hasil perhitungan beban panas peralatan sistim pendingin 2.

No.	Ruang	P (Watt)	F_{um}	F_{lm}	Beban Panas (Watt)
1	Duduk sofa A	30	1	1	30
2	Duduk sofa B	30	1	1	30
3	Duduk sofa C	30	1	1	30
4	Duduk sofa D	30	1	1	30
5	Duduk sofa E	30	1	1	30
6	Duduk sofa F	50	1	1	50
Total					200

Tabel 4.26 Data hasil perhitungan beban panas peralatan sistim pendingin 3 dan 4.

No.	Ruang	P (Watt)	F_{um}	F_{lm}	Beban Panas (Watt)
1	Duduk baring	300	1	1	300
2	Lobby	-	1	1	-
Total					300

Tabel 4.27 Data hasil perhitungan beban panas peralatan sistim pendingin 5.

No.	Ruang	P (Watt)	F_{um}	F_{lm}	Beban Panas (Watt)
1	Navigasi	1680	1	1	1680
2	ABK 1P-01	15	1	1	15
3	ABK 1P-02	15	1	1	15
4	ABK 1P-03	15	1	1	15
5	ABK 1P-04	15	1	1	15
6	KKM	-	1	1	-
7	ABK 8P	50	1	1	50
8	VIP 18P	100	1	1	100
9	Kantor	420	1	1	420
10	Klinik	420	1	1	420
11	Nahkoda	50	1	1	50
12	Mess	50	1	1	50
13	ABK 2P-01	15	1	1	15
14	ABK 2P-02	15	1	1	15
15	ABK 2P-03	15	1	1	15
16	ABK 2P-04	15	1	1	15
17	ABK 2P-05	15	1	1	15
18	ABK 2P-06	15	1	1	15
19	ABK 2P-07	15	1	1	15
20	ABK 2P-08	15	1	1	15
Total					2950

4.2.6 Total Beban Panas Sistim Pendingin KMP Legundi

Total beban panas transmisi, beban panas manusia, beban panas jendela, beban panas lampu dan beban panas peralatan untuk masing-masing sistim pendingin KMP Legundi ditunjukan pada Tabel 4.28, sebagai berikut:

Tabel 4.28 Total beban panas sistem pendingin KMP Legundi.

No.	Beban Panas	Sistem Pendingin 1	Sistem Pendingin 2	Sistem Pendingin 3 dan 4	Sistem Pendingin 5
1	Tranmisi	3488 Watt	7090 Watt	5321 Watt	10687Watt
2	Manusia	15778 Watt	14625Watt	19422Watt	8648 Watt
3	Jendela	-	1143 Watt	-	2637 Watt
4	Lampu	2106 Watt	3468 Watt	2258 Watt	5106 Watt
5	Peralatan	4750 Watt	200 Watt	300 Watt	2950 Watt
Total		**26122 Watt**	**26526 Watt**	**27301 Watt**	**30028 Watt**

4.2.7 Perhitungan Kapasitas Udara dan *Cooling Load*

Besar kapasitas udara yang akan didistribusikan ke ruangan dapat dihitung berdasarkan jumlah beban panas yang diterima pada ruangan tersebut. Parameter lain yang diketahui untuk menghitung kapasitas udara mencakup perbedaan temperatur ruangan (ΔT) sebesar 10℃, *calor specific air* (CP) sebesar 1,025 kJ/kg℃, dan massa jenis udara (ρ) sebesar 1,2 kg/m^3. Kapasitas udara pada masing-masing sistem pendingin dapat dihitung menggunakan persamaan (2.10).

A. Kapasitas udara sistim pendingin 1

$$Vt = \frac{Q}{\rho \times CP \times \Delta T}$$
$$= \frac{26122\ J/s}{1{,}2\ \frac{kg}{m3} \times 1{,}025 \frac{kJ}{kg}℃ \times 10℃} \ x\ \frac{kJ}{1000\ J}\ x\ \frac{3600\ s}{1\ h}$$
$$= \frac{26122}{\frac{1{,}2}{m3} \times 1{,}025 \times 10}\ x\ \frac{1}{1000}\ x\ \frac{3600}{1\ h}$$
$$= \frac{26122\ m3}{12{,}3}\ x\ \frac{3{,}6}{1h}$$
$$= 26122\ x\ 0{,}3\ \text{m}^3/\text{h}$$
$$= 7837\ \text{m}^3/\text{h}$$

B. Kapasitas udara sistim pendingin 2

$$Vt = \frac{Q}{\rho \times CP \times \Delta T}$$
$$= \frac{26526\ J/s}{1{,}2\ \frac{kg}{m3} \times 1{,}025 \frac{kJ}{kg}℃ \times 10℃} \ x\ \frac{kJ}{1000\ J}\ x\ \frac{3600\ s}{1\ h}$$
$$= \frac{26526}{\frac{1{,}2}{m3} \times 1{,}025 \times 10}\ x\ \frac{1}{1000}\ x\ \frac{3600}{1\ h}$$
$$= \frac{26526\ m3}{12{,}3}\ x\ \frac{3{,}6}{1h}$$
$$= 26526\ x\ 0{,}3\ \text{m}^3/\text{h}$$
$$= 7958\ \text{m}^3/\text{h}$$

C. Kapasitas udara sistim pendingin 3 dan 4

$$Vt = \frac{Q}{\rho \times CP \times \Delta T}$$

$$= \frac{27301\ J/s}{1{,}2\ \frac{kg}{m3} \times 1{,}025 \frac{kJ}{kg}℃ \times 10℃} \ x\ \frac{kJ}{1000\ J}\ x\ \frac{3600\ s}{1\ h}$$

$$= \frac{27301}{\frac{1{,}2}{m3} \times 1{,}025 \times 10}\ x\ \frac{1}{1000}\ x\ \frac{3600}{1\ h}$$

$$= \frac{27301\ m3}{12{,}3}\ x\ \frac{3{,}6}{1h}$$

$$= 27301\ x\ 0{,}3\ \text{m}^3\text{/h}$$

$$= 8190\ \text{m}^3\text{/h}$$

D. Kapasitas udara sistim pendingin 5

$$Vt = \frac{Q}{\rho \times CP \times \Delta T}$$

$$= \frac{30028\ J/s}{1{,}2\ \frac{kg}{m3} \times 1{,}025 \frac{kJ}{kg}℃ \times 10℃} \ x\ \frac{kJ}{1000\ J}\ x\ \frac{3600\ s}{1\ h}$$

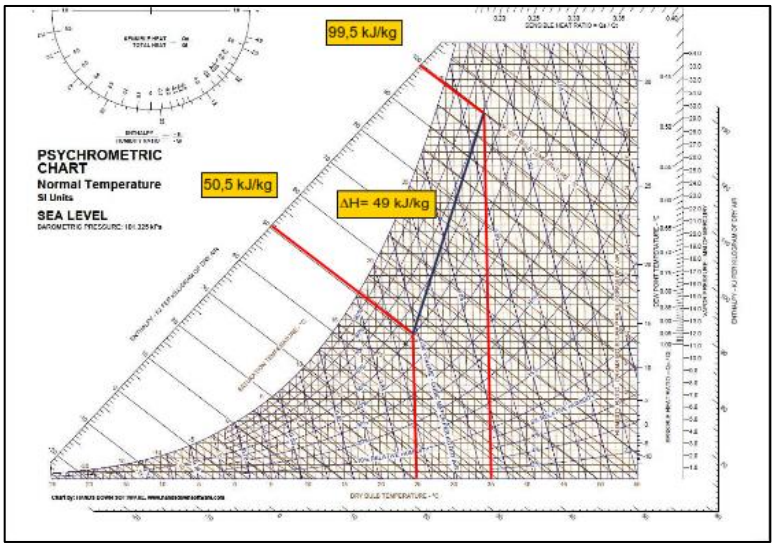
$$= \frac{30028}{\frac{1{,}2}{m3} \times 1{,}025 \times 10}\ x\ \frac{1}{1000}\ x\ \frac{3600}{1\ h}$$

$$= \frac{30028\ m3}{12{,}3}\ x\ \frac{3{,}6}{1h}$$

$$= 30028\ x\ 0{,}3\ \text{m}^3\text{/h}$$

$$= 9008\ \text{m}^3\text{/h}$$

Besar *cooling load/cooling capacity* dapat dihitung berdasarkan besar kapasitas udara pada masing-masing sistim pendingin. Temperatur udara luar ruangan sebesar 35℃ dengan RH 70%. Temperatur udara dalam ruangan sebesar 25℃ dengan RH 50%. Perbedaan entalpi udara luar ruangan dengan udara dalam ruangan dapat diperoleh pada diagram psikometri udara (Gambar 4.8) sebesar 49 kJ/kg. Besar *cooling load* pada masing-masing sistem pendingin dapat dihitung menggunakan persamaan (2.12).



Gambar 4.8 Besar perbedaan entalpi udara luar ruangan dan dalam ruangan.

E. *Cooling load* sistim pendingin 1

$QL = Vt \times \rho \times \Delta H$

= 7837 m^3/h x 1,2 Kg/m^3 x 49 kJ/kg x 1 h / 3600 s

= 128 kJ/s

F. *Cooling load* sistim pendingin 2

$QL = Vt \times \rho \times \Delta H$

= 7958 m^3/h x 1,2 Kg/m^3 x 49 kJ/kg x 1 h / 3600 s

= 130 kJ/s

G. *Cooling load* sistim pendingin 3 dan 4

$QL = Vt \times \rho \times \Delta H$

= 8190 m^3/h x 1,2 Kg/m^3 x 49 kJ/kg x 1 h / 3600 s

= 134 kJ/s

H. *Cooling load* sistim pendingin 5

$QL = Vt \times \rho \times \Delta H$

= 9008 m^3/h x 1,2 Kg/m^3 x 49 kJ/kg x 1 h / 3600 s

= 147 kJ/s

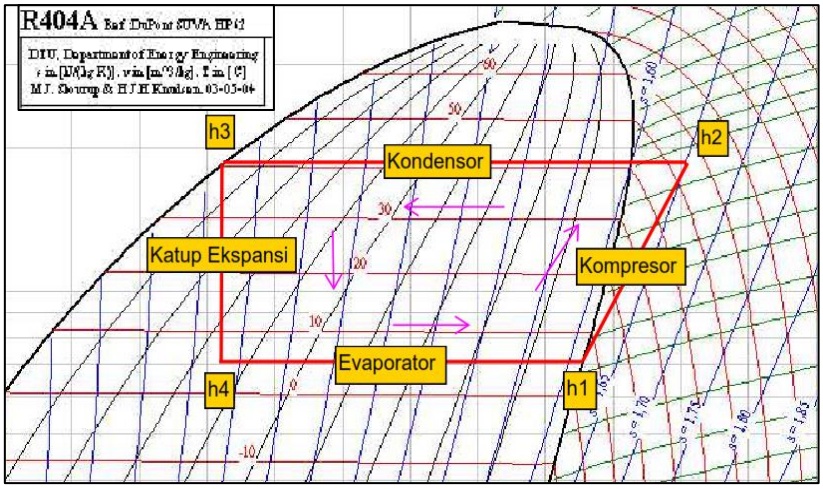
Hasil *Cooling load* dievaluasi dengan penambahan nilai *safety factor* sebesar 10% (ASHRAE *Standard* 90.1-2007). Perhitungan *safety factor* perlu ditambahkan agar desain kapasitas evaporator terjamin keamanannya. Resume total kapasitas udara dan *cooling load* untuk masing-masing sistim pendingin pada KMP Legundi, ditunjukan pada Tabel 4.29.

Tabel 4.29 Resume kapasitas udara dan *cooling load* KMP Legundi.

No.	Sistim	Beban Pendingin (Watt)	Kapasitas Udara (m^3/h)	*Safety Factor* (%)	*Cooling Load* (kJ/s)
1	Sistim pendingin 1	26122	7837	10	141
2	Sistim pendingin 2	26526	7958	10	143
3	Sistim pendingin 3 dan 4	27301	8190	10	147
4	Sistim pendingin 5	30028	9008	10	162

4.3 Kapasitas Kompresor

Pemilihan kapasitas kompresor untuk sistem pendingin ini digunakan refrigerant tipe R 404 A. Temperatur keluar evaporator didesain 15℃ maka besar *Tdew point evap* = 5℃. Suhu permukaan laut Indonesia berkisar antara 28℃ sampai dengan 31℃ (Nontji, 2005). Temperatur *sea-water condensor* didesain sesuai suhu permukaan laut sebesar 31℃ maka besar T*dew point cond* = 41℃, Diperoleh Gambar 4.9 diagram P-h R404A sebagai berikut.



Gambar 4.9 Diagram P-h untuk R404A.

Diperoleh nilai enthalpi masing-masing :
h1 = 368,25 kJ/kg
h3 = 261,85 kJ/kg
h4 = 261,85 kJ/kg

Pemilihan kompresor sistim pendingin ini memperhatikan kondisi aktual yang efisiensinya selalu dibawah 100% maka ditentukan nilai COP sebesar 3,5. Besar entalpi keluar kompresor dapat dihitung berdasarkan Cooling load 162 kW dari sistem pendingin 5. Nilai kerja kompresor sebesar 46,28 kJ/kg dan besar entalpi keluar kompresor dapat dicari.

$$Wcomp = h2 - h1$$
$$h2 = 46{,}28\frac{kJ}{kg} + 368{,}25\frac{kJ}{kg}$$
$$h2 = 414{,}53\ \frac{kJ}{kg}$$

4.3.1 Perhitungan Massa Aliran Refrigerant

Besar massa aliran refrigerant pada semua sistim pendingin yang terinstal pada KMP Legundi dapat dihitung menggunakan persamaan (2.13).

A. Massa aliran refrigerant sistim pendingin 1

$$\dot{m}\,ref = \frac{QLoad}{\Delta h\,refrigerasi}$$
$$= \frac{141\ \frac{kJ}{s}}{(368{,}25\ \frac{kJ}{kg} - 261{,}85\ \frac{kJ}{kg})}$$
$$= 1{,}32\ \text{kg/s}$$

B. Massa aliran refrigerant sistim pendingin 2

$$\dot{m}\,ref = \frac{QLoad}{\Delta h\,refrigerasi}$$
$$= \frac{143\ \frac{kJ}{s}}{(368{,}25\ \frac{kJ}{kg} - 261{,}85\ \frac{kJ}{kg})}$$
$$= 1{,}34\ \text{kg/s}$$

C. Massa aliran refrigerant sistim pendingin 3 dan 4

$$\dot{m}\,ref = \frac{QLoad}{\Delta h\,refrigerasi}$$
$$= \frac{147\ \frac{kJ}{s}}{(368{,}25\ \frac{kJ}{kg} - 261{,}85\ \frac{kJ}{kg})}$$
$$= 1{,}38\ \text{kg/s}$$

D. Massa aliran refrigerant sistim pendingin 5

$$\dot{m}\, ref = \frac{QLoad}{\Delta h\, refrigerasi}$$

$$= \frac{162\ \frac{kJ}{s}}{(368{,}25\ \frac{kJ}{kg} - 261{,}85\ \frac{kJ}{kg})}$$

= 1,52 kg/s

4.3.2 Perhitungan Daya Kompresor

Daya kompresor yang sesuai dengan beban pendingin faktual dapat dihitung berdasarkan massa aliran refrigerant pada sistim ($\dot{m}\, ref$) dan perbedaan entalpi keluar masuk kompresor (Δh). Perhitungan daya kompresor dapat dihitung menggunakan persamaan (2.16). Tabel 4.30 merupakan data spesifikasi kompresor untuk masing-masing sistem pendingin KMP Legundi. Katalog spesifikasi kompresor diletakkan pada lampiran.

A. Daya kompresor sistim pendingin 1

$P\ kompresor = \dot{m}\, ref\ (h2 - h1)$

= 1,32 kg/s (414,53 kJ/kg - 368,25 kJ/kg)

= 1,32 kg/s x 46,28 kJ/kg

= 61 kJ/s

= 61 kW

B. Daya kompresor sistim pendingin 2

$P\ kompresor = \dot{m}\, ref\ (h2 - h1)$

= 1,34 kg/s (414,53 kJ/kg – 368,25 kJ/kg)

= 1,34 kg/s x 46,28 kJ/kg

= 62 kJ/s

= 62 kW

C. Daya kompresor sistim pendingin 3 dan 4

$P\ kompresor = \dot{m}\, ref\ (h2 - h1)$

= 1,38 kg/s (414,53 kJ/kg – 368,25 kJ/kg)

= 1,38 kg/s x 46,28 kJ/kg

= 64 kJ/s

= 64 kW

D. Daya kompresor sistim pendingin 5

$P\ kompresor = \dot{m}\, ref\ (h2 - h1)$

= 1,52 kg/s (414,53 kJ/kg – 368,25 kJ/kg)

= 1,52 kg/s x 46,28 kJ/kg

= 70 kJ/s

= 70 kW

Tabel 4.30 Data spesifikasi kompresor sistim pendingin KMP Legundi.

No.	Sistim	Daya Kompresor (kW)	Brand	Tipe
1	Sistim pendingin 1	61	Frascold	ATSH1-300
2	Sistim pendingin 2	62	Frascold	ATSH1-300
3	Sistim pendingin 3 dan 4	64	Frascold	ATSH1-300
4	Sistim pendingin 5	70	Bitzer	8FE-70Y

4.4 Analisa

Analisa dilakukan untuk mereview besar daya kompresor yang terpasang pada perancangan beban pendingin awal. Perancangan beban pendingin awal dibandingkan dengan perhitungan beban pendingin baru yang berdasarkan standar ASHRAE, sehingga didapatkan besar daya kompresor yang sesuai dengan beban pendingin faktual.

4.4.1 Daya Kompresor Yang Terpasang

Besar daya kompresor yang terpasang terlalu kecil untuk mendinginkan ruangan dengan beban pendingin rancangan awal. Hal tersebut merupakan faktor penyebab terjadi tidak dinginnya ruangan. Total hasil beban pendingin rancangan awal dibandingkan dengan daya kompresor yang terpasang ditunjukkan pada Tabel 4.31.

Tabel 4.31 Data beban pendingin rancangan awal dan daya kompresor yang terpasang.

No.	Sistim	Beban Pendingin (W)	Daya Kompresor (kW)
1	Sistim pendingin 1	18786	18,55
2	Sistim pendingin 2	30376	17,96
3	Sistim pendingin 3 dan 4	48766	25,73
4	Sistim pendingin 5	32978	26,05

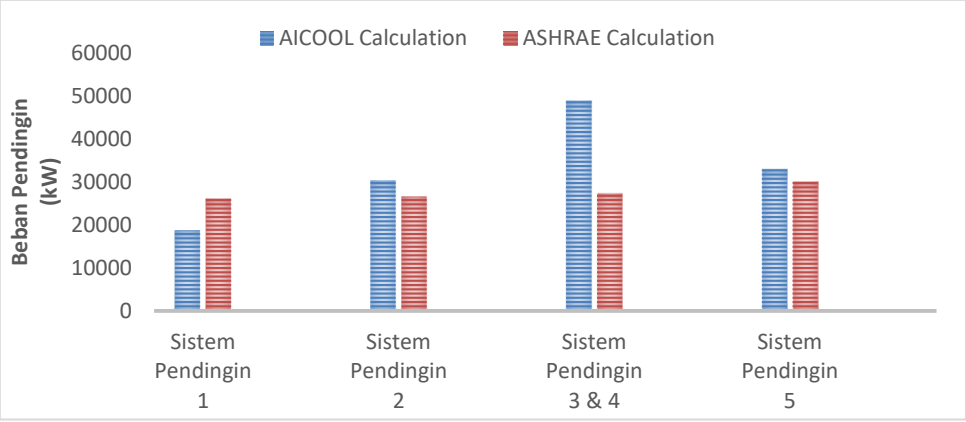
4.4.2 Perbandingan beban pendingin dan cooling capacity

Hasil perhitungan ulang cooling capacity/cooling load dibandingkan dengan hasil perancangan awal ditunjukkan pada Tabel 4.32.

Tabel 4.32 Data perbandingan cooling capacity.

Sistim Pendingin	AICOOL		ASHRAE	
	Beban Pendingin (W)	Cooling Capacity (kJ/s)	Beban Pendingin (W)	Cooling Capacity (kJ/s)
1	18786	60	26122	141
2	30376	70	26526	143
3 dan 4	48766	90	27301	147
5	32978	110	30028	162

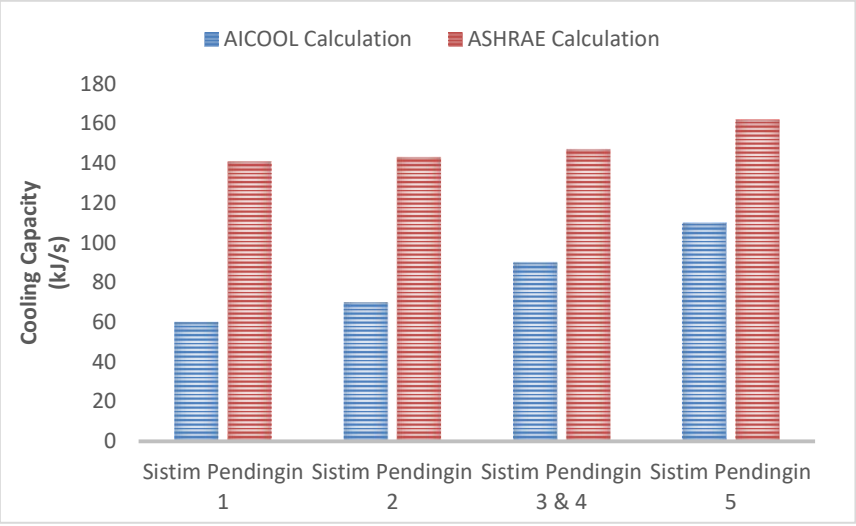
Pada Tabel 4.32 memperlihatkan adanya perbedaan besar beban pendingin dari perancangan awal dengan perhitungan ulang yang berdasarkan standar ASHRAE. Gambar 4.10 menggambarkan grafik perbandingan hasil beban pendingin antara perancangan awal dengan perhitungan ulang.



Gambar 4.10 Grafik perbandingan perhitungan beban pendingin.

Gambar 4.10 membandingkan total beban pendingin pada masing-masing sistim pendingin KMP Legundi. Hasil perbandingan didapatkan beban pendingin pada sistim pendingin 1, perhitungan ulang berstandar ASHRAE lebih besar dari pada perhitungan awal, dikarenakan ada perbedaan pada saat menghitung beban pendingin akibat panas dari peralatan. Sistim pendingin 1 yang menyuplai udara untuk ruang kafetaria memiliki *galley* dengan berbagai macam peralatan penunjang memasak. Aktifitas manusia pada ruang kafetaria yang cenderung tinggi, juga mempengaruhi besar beban pendingin yang diterima oleh sistim pendingin 1. Presentase nilai beban pendingin pada perhitungan ulang

berstandar ASHRAE untuk sistim pendingin 1 mengalami kenaikan sebesar 39%. Presentase nilai beban pendingin pada perhitungan ulang berstandar ASHRAE untuk sistim pendingin 2, 3 dan 4, serta 5 mengalami penurunan, masing-masing sebesar 13%, 44%, dan 9%. Gambar 4.11 menggambarkan grafik perbandingan hasil cooling capacity antara perancangan awal dengan perhitungan ulang.



Gambar 4.11 Grafik perbandingan perhitungan cooling capacity.

Gambar 4.11 membandingkan besar cooling capacity pada masing-masing sistim pendingin. Pada Tabel 4.32 memperlihatkan tidak seimbangnya besar beban pendingin dengan besar cooling capacity antara perancangan awal dengan perhitungan ulang berdasarkan ASHRAE. Pada perancangan awal besar cooling capacity tidak sesuai dengan beban pendinginnya. Hal tersebut menyebabkan butuh waktu yang lama dalam mendinginkan ruangan serta mempengaruhi dalam menentukan besar kapasitas evaporator, kompresor dan kondensor. Hasil perhitungan baru berdasarkan standar ASHRAE diperoleh kapasitas pendinginan pada masing-masing sistim pendingin sebesar 141 kJ/s, 143 kJ/s, 147 kJ/s, dan 162 kJ/s

4.4.3 Daya kompresor baru

Daya kompresor baru yang harus terpasang pada masing-masing sistim pendingin yang sesuai dengan beban pendingin faktual ditunjukan pada Tabel 4.33.

Tabel 4.33 Daya kompresor yang sesuai dengan beban pendingin faktual.

No.	Sistim	Beban Pendingin (W)	Daya Kompresor (kW)
1	Sistim pendingin 1	26122	61
2	Sistim pendingin 2	26526	62
3	Sistim pendingin 3 dan 4	27301	64
4	Sistim pendingin 5	30028	70

Tabel 4.33 memperlihatkan daya kompresor yang diperoleh lebih besar dibandingkan dengan besar daya kompresor yang terpasang. Daya kompresor yang harus terpasang sebesar 61 kW (sistim pendingin 1), 62 kW (sistim pendingin 2), 64 kW (sistim pendingin 3 dan 4) dan 70 kW (sistim pendingin 5).

BAB V
PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan dan analisa pada tugas akhir ini dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Daya kompresor yang terpasang pada masing-masing sistim pendingin tidak mampu mendinginkan ruangan sesuai dengan perancangan beban pendingin awal.
2. Besar beban pendingin faktual berdasarkan standar ASHRAE untuk sistim pendingin 1 mengalami kenaikan dari perancangan beban pendingin awal sedangkan besar beban pendingin untuk sistem pendingin 2, 3, 4, dan 5 mengalami penurunan. Presentase perbandingan perhitungan pada sistim pendingin 1 naik sebesar 39% dari perancangan beban pendingin awal. Presentase perbandingan perhitungan pada sistim 2, 3 dan 4, serta 5 turun sebesar 13%, 44%, dan 9% dari perancangan beban pendingin awal.
3. Daya kompresor yang sesuai dengan beban pendingin faktual sebesar 61 kW (sistim pendingin 1), 62 kW (sistim pendingin 2), 64 kW (sistim pendingin 3 dan 4) dan 70 kW (sistim pendingin 5).

5.2 Saran

1. Perlu dilakukan perhitungan dengan kondisi sesuai dengan rute pelayaran agar mendapatkan hasil yang lebih maksimal karena dalam tugas akhir ini menggunakan kondisi sesuai standar.
2. Desain saluran udara harus didesain sebagai konsekuensi dari perhitungan ulang beban pengkondisi udara.

HALAMAN SENGAJA DIKOSONGKAN

DAFTAR PUSTAKA

AICOOL. 2013. Ferry 500 GT. PT. Ilthabi Mandiri Tehnik. Surabaya.

ASHRAE. 1997. Fenestration. *Handbook Fundamental* Chapter 29. American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

ASHRAE. 1997. Nonresidential Load Calculations. *Handbook Fundamental* Chapter 28. American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

ASHRAE. 1997. Refrigration Load. *Handbook Fundamental* Chapter 12. American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

DIT – LLASDP. 2012. Kapal Penyebrangan Penumpang Ro-Ro 5000 GT Lintas Merak – Bakauheni (Paket III). Spesifikasi Teknis. Direktorat Jenderal Perhubungan Darat Lalu-Lintas Dan Angkutan Sungai, Danau, Dan Penyeberangan, Jakarta.

Kusuma, G dan Santoso, M. 2015. Modul Sistem Refrigerasi dan Saluran Udara. Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya.

Nontji, A. 2005. *Laut Nusantara*. Penerbit Djambatan. Jakarta.

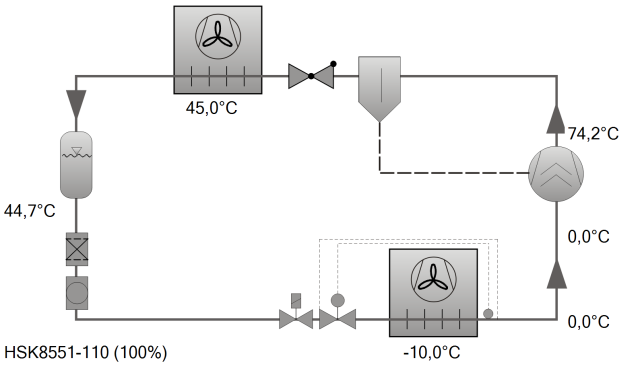
SNMAE. 1980. Calculations for merchant ship heating, ventilation and air conditioning design. *Technical and Research Bulletin No.* 4-7. Society of Naval Architechs and Marine Engineers, Jersey City, NJ.

HALAMAN SENGAJA DIKOSONGKAN

Compressor Selection: Semi-hermetic Screw Compressors HS

Input Values

Compressor model	8FE-70Y
Refrigerant	R404A
Reference temperature	Dew point temp.
Evaporating SST	-10,00 °C
Condensing SDT	45,0 °C
Liq. subc. (in condenser)	0 K
Suct. gas superheat	10,00 K
Operating mode	Standard
Power supply	400V-3-50Hz
Useful superheat	100%
Additional cooling	Automatic
Max. discharge gas temp.	80,0 °C

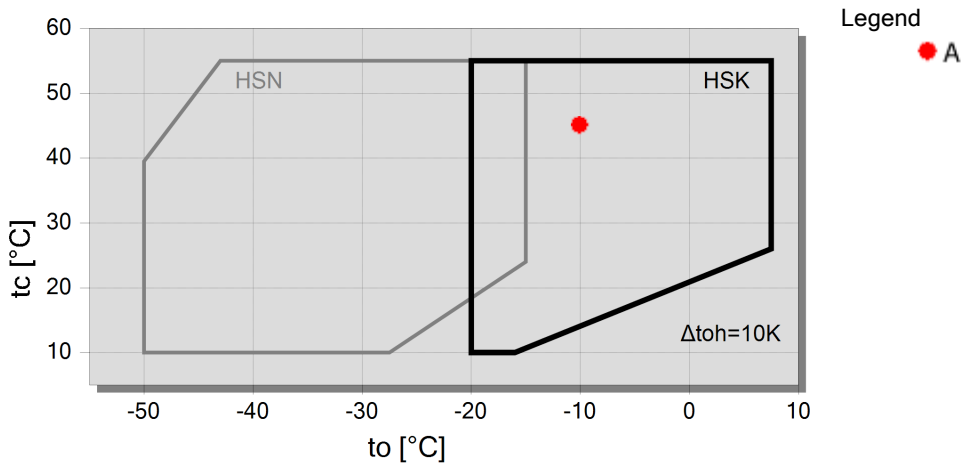


Result

Compressor	HSK8551-110-40P
Capacity steps	100%
Cooling capacity	162,1 kW
Cooling capacity *	162,1 kW
Evaporator capacity	162,1 kW
Power input	84,9 kW
Current (400V)	140,7 A
Voltage range	380-415V
Condenser Capacity	243 kW
COP/EER	1,91
COP/EER *	1,91
Mass flow LP	5748 kg/h
Mass flow HP	5748 kg/h
Operating mode	Standard
Liquid temp.	44,7 °C
Oil volume flow	2,46 m³/h
Cooling method	--
Discharge gas temp. w/o cooling	74,2 °C

Tentative Data.
*According to EN12900 (10K suction gas superheat, 0K liquid subcooling)

Application Limits Standard



Frascold Selection Software Version 2.0

System data (input)

Compressor	:	ATSH1-300
Refrigerant	:	R404A
Reference temperature	:	dew point temperature
Condensing temp. (dew point)	:	45,0 °C
Subcooling	:	0,0 K
Evaporating temp. (dew point)	:	-10,0 °C
Superheating	:	10,0 K
Useful fraction of superheating	:	100,0 %

System performance data at operating point

Model	:	ATSH1-300 R404A
Refrigerating capacity	:	153,40 kW
Refrigerating capacity (ref)	:	153,40 kW
Evaporator capacity	:	153,40 kW
Power input	:	71,62 kW
Condenser capacity, theor.	:	225,02 kW
COP	:	2,14 -
Mass flow	:	1,511 kg/s
Operating mode	:	normal -
Evaporating pressure	:	4,3 bar
Suction gas superheating	:	10,0 K
Suction gas temperature	:	0 °C
Discharge temperature	:	71,4 °C
Condensing pressure	:	20,5 bar
Liquid temperature	:	44,7 °C

Legend:
ref: At conditions according to EN 12900: suction gas superheating= 10,0K; liquid subcooling= 0K

Certified by: Frascold tentative data

FRASCOLD spa
Via Barbara Melzi 105 I-20027 Rescaldina (MI), ITALY +39-0331-7422-01 +39-0331-576102 http://www.frascold.it frascold@frascold.it

BIOGRAFI PENULIS

Penulis dilahirkan di Surabaya, Jawa Timur pada tanggal 02 Februari 1994. Merupakan anak pertama dari dua bersaudara keluarga pasangan Bapak R. Widjojo Hartono dan Ibu Theresia Lina Christiningrum. Telah menempuh pendidikan formal di SD Muhammadiyah I Sepanjang, SMP Negeri 1 Taman, SMA Negeri 9 Surabaya. Melanjutkan studi Diploma-3 sebagai mahasiswa Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya pada tahun 2012 dan telah menyelesaikan studi pada tahun 2015. Kemudian melanjutkan studi Strata-1 melalui program lintas jalur sebagai mahasiswa Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya Penulis menyelesaikan skripsi di Bidang Marine Machinery System (MMS).