



TUGAS AKHIR
TM 090340 (KE)

PERHITUNGAN BEBAN PENDINGIN PADA KABIN PESAWAT AIRBUS 330-300

Herviando Aryo K.W
NRP. 2111 030 001

Dosen Pembimbing
Ir. Denny M.E. Soedjono, MT

PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014



TUGAS AKHIR
TM 090340 (KE)

PERHITUNGAN BEBAN PENDINGIN PADA KABIN
PESAWAT AIRBUS 330-300

Herviando Aryo K.W
NRP. 2111 030 001

Dosen Pembimbing
Ir. Denny M.E. Soedjono, MT

PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014



**FINAL PROJECT
TM 090340 (KE)**

**THE CALCULATION OF COOLING LOAD ON CABIN
AIRBUS 330-300**

**Herviando Aryo K.W
NRP. 2111 030 001**

**Counselor Lecturer
Ir. Denny ME Soedjono, MT**

**DIPLOMA III STUDY PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Institute Technology of Sepuluh Nopember
Surabaya 2014**

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang maha pengasih lagi maha penyayang, serta tak lupa sholawat dan salam kami ucapkan kepada Rasulullah Muhammad SAW, serta para sahabatnya. Berkat rahmat dan karunia Allah SWT sehingga penulis dapat menyelesaikan dan menuntaskan seluruh pengerjaan Tugas Akhir ini dengan segala keterbatasan dan kekurangan sebagai manusia biasa dan kesalahan baik disengaja maupun yang tidak disengaja.

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan salah satu syarat kelulusan akademis untuk memperoleh gelar Ahli Madya dalam menempuh pendidikan Bidang Studi Konversi Energi di Program Studi D3 Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Banyak bantuan serta dukungan yang penulis dapatkan selama penyusunan dan pembuatan Tugas Akhir ini sehingga dapat terselesaikan dengan beberapa kekurangan dan kelebihannya. Untuk hal itu penulis ingin menyampaikan ucapan terimakasih dan penghargaan sebesar-besarnya kepada :

1. Ir. Denny M.E. Soedjono, MT. Selaku Dosen Pembimbing yang telah dengan sabar, telaten, tekun dan gigih membantu memberikan pengarahan dan ilmunya sehingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
2. Ibu Ir. Sri Bangun Setyawati, MT. Selaku Dosen Wali yang telah memberikan arahan, bimbingan dan motivasi selama masa kuliah dan pengerjaan Tugas Akhir ini.

3. Ayahanda Latief Herman Susanto, SH. dan Ibunda Fitri Soedarwati, SE. selaku orang tua tercinta, serta kakak RA. Chita Herdiyanti Nuringdiyah Kusuma Wardani, SH. dan adek RA. Zhanas Dyah Ayu Kusuma Wardani selaku saudara tercinta, yang selalu memberikan doa kesuksesan serta dukungan dalam bentuk apapun.
4. Bapak Ir. Suhariyanto, MT. Selaku ketua Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak memberikan bantuan dalam proses pengajuan ijin dan sebagainya sampai terselesaikannya Tugas Akhir ini.
5. Ibu Liza Rusdiana, ST, MT. Selaku koordinator Tugas Akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
6. Bapak-Ibu Dosen penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini. Serta seluruh dosen dan staf pengajar Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS., yang telah memberikan ilmunya dan membantu semua selama duduk dibangku kuliah.
7. Team Tugas Akhir ini Aprilia Choirullatifah Fuad, terima kasih atas kerjasama dan bantuan yang telah diberikan sehingga Tugas Akhir ini bisa terselesaikan dengan baik.
8. Om Fuad dan om Harry yang sangat membantu dalam perijinan sebelum melakukan pengambilan data di Garuda *Maintenance Facility Aeroasia*. Sehingga kami dapat melakukan pengambilan data dengan secepatnya.
9. Bapak Akhmad Fanani Isa dan Bapak Masad selaku pembimbing saat pengambilan data tugas akhir di

Garuda *Maintenance Facility Aeroasia* serta karyawan dan karyawan yang tidak bisa saya sebutkan satu-persatu yang telah memberikan ilmu maupun kemudahan didalam mendapatkan data analisa untuk Tugas Akhir ini.

10. Sahabat-sahabat D3 Teknik Mesin, Nico, Wahyu, Kisah, Angga, Afif, Firman, Andrew, Sapto, Fachri, Wahyu indrawan, Arzy, Andri, Yosi, Simon, gladhi, refi, inug, edo, Velin dan semua pihak yang telah memberikan bantuan, dukungan, motivasi dan doa kepada penulis selama pengerjaan Tugas Akhir ini.
11. Rekan-rekan Laboratorium Pendingin D3 Teknik Mesin FTI-ITS, Renny, Elda, Galih, dan Rendra. terimakasih atas kebersamaannya selama menjalani Tugas Akhir ini.
12. Rekan-rekan D3 Teknik Mesin untuk semua angkatan, atas kebersamaannya sewaktu kuliah.
13. Rekan-rekan Zerotrip Racing terimakasih atas dukungan motivasi nya selama penulisan Tugas Akhir ini.
14. Serta semua pihak yang telah membantu Penulisan Tugas Akhir ini yang tidak bisa penulis sebut satu-persatu.

Dalam tugas akhir ini masih banyak kesalahan dan kekurangan. Oleh karena itu, kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan demi kesempurnaan Tugas Akhir ini.

Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pembaca dan mahasiswa, khususnya mahasiswa Program Studi D III Teknik Mesin FTI-ITS.

Surabaya, Juli 2014

Penulis

**PERHITUNGAN BEBAN PENDINGINAN PADA KABIN
PESAWAT AIRBUS 330-300 (A330-300)**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh :

HERVIANDO ARYO K.W
NRP. 2111 030 001


Menyetujui
Dosen Pembimbing Tugas Akhir
Ir. Denny M.E. Soedjono, MT
NIP. 19570331 198803 1001

SURABAYA, Juli 2014

PERHITUNGAN BEBAN PENDINGIN PADA KABIN PESAWAT AIRBUS 330-300

Nama mahasiswa : **Herviando Aryo K.W.**
NRP : **2111030001**
Jurusan : **D3 Teknik Mesin FTI-ITS**
Dosen pembimbing : **Ir. Denny M.E. Soedjono, MT**

Abstrak

Definisi pengkondisian udara yang nyaman (comfort air conditioning) adalah proses perlakuan terhadap udara untuk mengatur suhu, kelembaban, kebersihan, dan pedistribusiannya secara serentak guna mencapai kondisi nyaman yang di butuhkan oleh penghuni yang berada di dalamnya, oleh karena itu pesawat terbang memerlukan system pengkondisian udara, karena ketika semakin tinggi kita terbang, temperature dan tekanan udara sekitar akan semakin rendah. Suatu pesawat yang sedang terbang, dengan ketinggian sekitar 8000 sampai 10000 m, tekanan , temperatur, dan kelembaban adalah sangat jauh berbeda dengan keadaan jika kita di darat.

Tujuan yang ingin dicapai dalam tugas akhir ini adalah, untuk mencapai tingkat kenyamanan penumpang pesawat yang telah ditentukan oleh Federal Aviation Regulation (FAR) dengan menghitung beban total pendinginan yang ada pada pesawat Airbus 330 – 300 pada 2 keadaan yang berbeda yaitu : Ground idle dan maximum cruise.

Pada tugas akhir ini didapatkan perhitungan grand total heat berdasarkan penjumlahan cooling load (Q) dari atap, dinding, kaca, lantai, radiasi sinar matahari yang melalui kaca, jumlah lampu, jumlah penumpang, dan peralatan elektronik yang menghasilkan panas. Serta adapun factor lain yang berpengaruh pada perhitungan ini adalah dimensi pesawat, jam keberangkatan, bulan keberangkatan, dan tujuan keberangkatan. Dari hasil perhitungan, beban pendingin yang didapat pada saat kondisi Ground Idle adalah sebesar $947293,1963 \frac{BTU}{hr}$,

sedangkan pada saat kondisi Maximum Cruise adalah sebesar 148569,13 $\frac{BTU}{hr}$.

Kata kunci : beban pendingin, Ground Idle, Maximum Cruise, grand total heat

THE CALCULATION OF COOLING LOAD ON CABIN AIRBUS 330-300

Student Name : Herviando Aryo K.W.
NRP : 2111030001
Departement : D3 Mechanical Engineering FTI-ITS
Counsellor Lecturer : Ir. Denny ME Soedjono, MT

Abstract

Definition of comfortable air conditioning is the process of air treatment to control temperature, humidity, cleanliness, and the distribution is simultaneously in order to achieve comfortable conditions that needed by residents inside, therefore an aircraft requires air conditioning system, because when the higher we fly, the temperature and pressure of the surrounding air would be lower. An aircraft in flight, with elevation about 8000 to 10000 m, pressure, temperature, and humidity is very different from the situation on the ground.

Objectives to be achieved in this final project is, to achieve the level of comfort of airline passengers that have been determined by the Federal Aviation Regulations (FAR) by calculate the total cooling load on the Airbus 330-300 on two different conditions, that is ground idle and maximum cruise

In this final project, grand total calculation of heat obtained by the summary of cooling load (Q) of the roof, walls, glass, floors, solar radiation through glass, number of lights, number of passengers, and electronic equipment that generates heat. As well as for other factors that affect this calculation are dimensional plane, the departure time, departure month, destination and departure. From the calculation, the cooling load that obtained when on ground

idle condition is $947293,1963 \frac{BTU}{hr}$ whereas when on maximum cruise is $148569,13 \frac{BTU}{hr}$.

Keywords: cooling load, Ground Idle, Maximum Cruise, a grand total heat

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i-ii
HALAMAN PERSETUJUAN.....	iii
ABSTRACK	iv
ABSTRAK.....	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI.....	x
DAFTAR GAMBAR.....	xvii
DAFTAR TABEL.....	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah.....	2
1.3. Tujuan.....	2
1.4. Batasan Masalah.....	2
1.5. Manfaat Penulisan	3
1.6. Sistematika Penulisan.....	4
BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1. Sifat-Sifat Thermodinamika.....	6
2.2. Siklus Aktual	7
2.3. Siklus Reverse Brayton	8
2.4. Sistem Pendingin Sederhana.....	11
2.5. Tipe Sistem Pendinginan Udara Pada Pesawat .	13
2.6. Kecepatan Pesawat	17
2.6.1. Istilah-Istilah Air Speed.....	18
2.7. Pressurisation.....	18
2.8. Beban Pendinginan Pesawat.....	19
2.9. <i>Colling Load</i>	20
2.9.1. Perhitungan Struktur Konduksi Pada Atap, Dinding dan Kaca	21
2.9.2. Perhitungan Struktur Konduksi Pada Lantai	21

2.9.3.	Perhitungan Radiasi Sinar Matahari Pada Kaca	22
2.9.4.	Perhitungan Pada Manusia	22
2.9.5.	Perhitungan Pada Peralatan / <i>Equipment</i>	23
2.9.6.	Perhitungan Pengcahayaan	23
2.9.7.	Perhitungan <i>Infiltrating</i>	23
2.9.8.	Perhitungan <i>Room Heat Gains</i>	23
2.10.	Perhitungan <i>Temperature Apparatus dew point</i>	24
2.10.1.	Perhitungan <i>Outdoor Air Sensible Heat</i>	24
2.10.2.	Perhitungan <i>Outdoor Air Latent Heat</i>	25
2.10.3.	Perhitungan <i>Effective Room Latent Heat (ERLH)</i>	25
2.10.4.	Perhitungan <i>Effective Room Sensible Heat (ERSH)</i>	26
2.10.5.	Perhitungan <i>Grand Total Heat (GTH)</i>	26
 BAB III METODE ANALISA		27
3.1.	Metode Penyusunan Tugas Akhir	27
3.2.	Data-Data Hasil Survey	27
3.2.1.	Data Spesifikasi Pesawat Airbus A330-300	28
3.2.2.	Dimensi Pesawat.....	29
3.3.	Spesifikasi Sistem Pendingin Pada Pesawat ..	30
3.3.1.	Letak Komponen Sistem Pendingin ...	30
3.3.2.	Konstruksi Sistem Pendingin Pesawat	31
3.3.3.	Pengoperasian Sistem Pendingin.....	32
3.3.4.	APU (Auxiliary Power Unit).....	38
3.4.	Urutan Pengerjaan	39
3.4.1.	Diagram Alir Secara Umum	39
3.4.2.	Diagram Alir Perhitungan Room Heat Gains	41

3.4.3. Diagram Alir Perhitungan Grand Total Heat	43
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN.....	45
4.1. Data-Data.....	45
4.2. Perhitungan Pada Kondisi <i>Ground Idle</i>	46
4.2.1. Perhitungan <i>Cooling Load</i>	46
4.2.1.1. Perhitungan Struktur Konduksi Pada Atap, Dinding dan Kaca.....	47
4.2.1.2. Perhitungan Struktur Konduksi Pada Lantai	50
4.2.1.3. Perhitungan Radiasi Sinar Matahari Pada Kaca.....	51
4.2.1.4. Perhitungan Pada Manusia ...	52
4.2.1.5. Perhitungan Pada Peralatan / <i>Equipment</i>	53
4.2.1.6. Perhitungan Pencahayaan.....	53
4.2.1.7. Perhitungan <i>Infiltrating</i>	54
4.2.1.8. Perhitungan <i>Room Heat Gains</i>	55
4.2.2. Perhitungan <i>Grand Total Heat</i> (GTH)	55
4.2.2.1. Perhitungan <i>Temperature Apparatus dew point</i>	55
4.2.2.2. Perhitungan <i>Outdoor Air Sensible Heat</i>	56
4.2.2.3. Perhitungan <i>Outdoor Air Latent Heat</i>	56
4.2.2.4. Perhitungan <i>Effective Room Latent Heat</i>	56
4.2.2.5. Perhitungan <i>Effective Room Sensible Heat</i>	57

4.2.2.6.	Perhitungan <i>Grand Total Heat</i>	57
4.3.	Perhitungan Pada Kondisi <i>Maximum Cruise</i>	57
4.3.1.	Perhitungan <i>Cooling Load</i>	58
4.3.1.1.	Perhitungan Struktur Konduksi Pada Atap, Dinding dan Kaca.....	59
4.3.1.2.	Perhitungan Struktur Konduksi Pada Lantai	62
4.3.1.3.	Perhitungan Radiasi Sinar Matahari Pada Kaca.....	63
4.3.1.4.	Perhitungan Pada Manusia	64
4.3.1.5.	Perhitungan Pada Peralatan / <i>Equipment</i>	65
4.3.1.6.	Perhitungan Pencahayaan.....	65
4.3.1.7.	Perhitungan <i>Infiltrating</i>	66
4.3.1.8.	Perhitungan <i>Home Heat Gains</i>	67
4.3.2.	Perhitungan <i>Grand Total Heat (GHT)</i> ..	67
4.3.2.1.	Perhitungan <i>Temperature Apparatus dew point</i>	67
4.3.2.2.	Perhitungan <i>Outdoor Air Sensible Heat</i>	68
4.3.2.3.	Perhitungan <i>Outdoor Air Latent Heat</i>	68
4.3.2.4.	Perhitungan <i>Effective Room Latent Heat (ERLH)</i>	69
4.3.2.5.	Perhitungan <i>Effective Room Sensible Heat (ERSH)</i>	69
4.3.2.6.	Perhitungan <i>Grand Total Heat (GTH)</i>	69
BAB V KESIMPULAN DAN REKOMENDASI.....		70

5.1. Kesimpulan.....	70
5.2. Saran.....	71
DAFTAR PUSTAKA	71
LAMPIRAN	
DATA PRIBADI	

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1.	Data Penerbangan Amsterdam – Surabaya	44
4.2.1.5.	Perhitungan terhadap Equipment	51
4.2.1.8.	Perhitungan Room Heat Gains.....	53
4.3.1.5.	Perhitungan Pada Peralatan / Equipment	62
4.3.1.8.	Perhitungan Room Heat Gains.....	64

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Diagram P-v dan T-s Siklus Pendinginan Udara Idea	9
2.2.	Sistem Pendingin Udara Sederhana	11
2.3.	Sistem Pendingin Udara Tipe <i>Bootstrap</i>	12
2.4.	Sistem Pendingin Udara Tipe <i>Regenerative</i>	13
2.5.	Sistem Pendingin Udara Tipe <i>Reduced Ambient</i>	14
Gambar 3.1.	Pesawat Airbus A330-300	25
3.2.	Dimensi Pesawat (a) Tampak Atas (b) Tampak Samping (c) Tampak Depan	27
3.3.	Letak Komponen Sistem Pendingin	28
3.4.	Unit Pendingin Airbus A330	29
3.5.	Letak Posisi Ram Air (a) Komponen Pada Ram Air (b)	30
3.6.	Skema sistem Pengondisian Udara Pada Pesawat	31
3.7.	Letak Posisi dan Komponen Air Cycle Machine (ACM)	32

3.8. Letak Komponen (a) Primary Heat Exchanger (b) Main Heat Exchanger.....	32
3.9. Letak Komponen (a), Reheater (b), Condesor	33
3.10. Komponen Mixer Unit	34
3.11. Skema Cooling System	34
3.12. Sistem APU	35
3.13. Diagram Alir Secara Umum.....	36
3.14. Diagram Alir Secara Umum Lanjutan.....	37
3.15. Diagram Alir Perhitungan Room Heat Gains	38
3.16. Diagram Alir Perhitungan Room Heat Gains Lanjutan	39
3.17. Diagram Alir Perhitungan Grand Total Heat	40
3.18. Diagram Alir Perhitungan Grand Total Heat Lanjutan	41

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Definisi pengkondisian udara yang nyaman (comfort air conditioning) adalah proses perlakuan terhadap udara untuk mengatur suhu, kelembaban, kebersihan, dan pedistribusiannya secara serentak guna mencapai kondisi nyaman yang di butuhkan oleh penghuni yang berada di dalamnya.

Pesawat terbang memerlukan system pengkondisian udara, karena ketika semakin tinggi kita terbang, temperature dan tekanan udara sekitar akan semakin rendah. Suatu pesawat yang sedang terbang, dengan ketinggian sekitar 8000 sampai 10000 m, tekanan , temperatur, dan kelembaban adalah sangat jauh berbeda dengan keadaan jika kita di darat.

Terjadinya kenaikan temperatur pada kabin beberapa penyebabnya adalah panas yang dilepaskan oleh penumpang dan awak kabin, radiasi matahari, alat listrik dan elektronik yang digunakan di pesawat, serta adanya pengaruh udara ram, dimana udara ram adalah panas yang terjadi karena gesekan udara dengan badan pesawat (fuselage). Energy panas yang dilepaskan oleh penumpang pada keadaan santai adalah 300 kj/jam/orang. Jika orang tersebut dalam keadaan gelisah atau baru pertama kali berpergian dengan menggunakan pesawat, panas yang dilepaskan akan lebih besar lagi. Penyebab lainnya adalah adanya pengaruh udara ram, karena adanya udara ram menyebbkan kenaikan temperatur yang memasuki pesawat. Selain itu terjadi perpindahan panas ke kabin pesawat dari radiasi sinar matahari melalui kaca jendela dan badan pesawat (fuselage). Alat-alat elektronik yang digunakan pesawat juga melepaskan panas dan ini menyebabkan kenaikan temperatur kabin.

Pesawat yang terbang pada ketinggian jelajah sekitar 8000 sampai 10000 m, tekanan, temperature dan kelembaban sangat jauh berbeda dengan kondisi di darat. Jika kondisi kabin tidak dikondisikan kekeadaan normal maka akan terjadi ketidak normalan pada kerja organ tubuh. Kemungkinan yang terjadi pada manusia pada ketinggian tersebut (diatas 8000 m) tanpa system pengkondisi udara adalah pendarahan melalui telinga, hidung, dan mata. Sehingga

tekanan dalam kabin harus dikondisikan mendekati tekanan atmosfer standar.

Pesawat jenis Airbus 330 (A330), dengan dua macam *variantnya* adalah pesawat yang paling banyak dioperasikan oleh maskapai penerbangan di seluruh dunia termasuk Indonesia. Maskapai penerbangan pada umumnya termasuk juga Indonesia banyak menggunakan jenis pesawat ini seri 200 dan 300.

Karena pentingnya system pengkondisian udara pada pesawat, tentu saja memerlukan perawatan agar dapat memaksimalkan umur peakaiannya. Keluaran yang dihasilkan system pengkondisian udara harus memenuhi standar kenyamanan minimum yang dikeluarkan oleh *Federal Aviation Regulation* (FAR), FAR adalah suatu lembaga yang mengeluarkan peraturan mengenai keselamatan penerbangan Federal Amerika Serikat.

1.2 Perumusan Masalah

Pesawat sampai saat ini belum diketahui tingkat efektifitas dari sistem pendinginnya, sehingga perlu dihitung beban pendinginan ruang penumpang dengan memperhatikan jumlah penumpang, aktivitas, peralatan kerja dan sumber panas alami yang ditimbulkan dari radiasi sinar matahari, serta ketinggian jelajah pesawat.

1.3 Tujuan

Tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian ini adalah, untuk mencapai tingkat kenyamanan penumpang pesawat yang telah ditentukan oleh Federal Aviation Regulation (FAR) dengan menganalisa dan menghitung beberapa hal antara lain :

- 1.) Sistem pengondisian udara yang di gunakan pada pesawat Airbus 330-300.
- 2.) Factor penunjang lainnya yang juga berpengaruh dalam perhitungan beban pendinginan pada pesawat.
- 3.) Beban total pendinginan yang ada pada pesawat Airbus 330 – 300, pada 2 keadaan yang berbeda yaitu : *Ground idle* dan *maximum cruise*.
- 4.) Menganalisa pemanfaatan daya yang berlebih pada turbin pendingin.

- 5.) Menganalisa beban terbesar yang harus ditanggung oleh sistem pendingin pada pesawat.

1.4 Batasan Masalah

Untuk memperkecil ruang lingkup dan untuk memudahkan dalam analisis masalah dibutuhkan adanya pembatasan masalah. Batasan masalah yang dipergunakan dalam penulisan tugas akhir ini antara lain:

1. Jenis pesawat yang akan di analisa adalah Airbus 330 seri 300, yang dioperasikan oleh PT. Garuda Indonesia (persero) Tbk.
2. Perhitungan beban pendingin dan perpindahan panas hanya terjadi dalam kabin pesawat.
3. Perhitungan hanya dibatasi pada kondisi cuaca panas (hot day) yaitu pada pukul 14:00 PM.
4. Fluida kerja yang digunakan dalam sistem pendingin ini adalah udara.
5. Data-data diambil dari penerbangan Amsterdam – Surabaya.
6. Temperature kabin constant 24°C .

1.5 Manfaat Penulisan

Adapun manfaat dari penyusunan tugas akhir ini adalah

Mampu menghitung tingkat kenyamanan penumpang.

Mampu menghitung beban pendingin dan pemanasan dalam kabin penumpang.

Mengetahui dan memahami analisa perhitungan sesuai dengan tujuan yang akan dicapai.

1.6 Sistematika Penulisan

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini berisi tentang latar belakang penulisan, perumusan masalah yang dipilih, tujuan penulisan, manfaat penulisan, batasan permasalahan dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini berisi teori-teori dasar yang mendasari penelitian yaitu teori tentang Termodinamika, sistem Refrigerasi, dan juga sistem pengondisian udara. Kemudian teori-teori dari berbagai literatur yang diambil untuk selanjutnya digunakan sebagai referensi penunjang.

BAB III METODE PENELITIAN

Pada bab ini menggambarkan dengan jelas tentang cara kerja dari sistem yang diteliti, data sistem dan perhitungan beban pendinginan serta perhitungan unjuk kerja dari sistem

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Bab ini terdiri dari perhitungan tentang masalah yang diangkat dalam tugas akhir ini dan pembahasan singkat mengenai hasil yang diperoleh, seperti analisa sistem berdasarkan data dan perhitungan dari bab sebelumnya

BAB V PENUTUP

Bab ini berisi mengenai kesimpulan dari hasil penelitian dan hasil dari perhitungan-perhitungan yang didapatkan, sehingga nantinya akan diketahui sistem analisa perhitungan beban pendingin pada kabin penumpang, beban sistem pendingin

BAB II

DASAR TEORI

Pengkondisian udara dapat dikatakan sebagai suatu proses perlakuan terhadap udara untuk mengatur temperatur, kelembaban, kebersihan dan pendistribusiannya secara serentak untuk mencapai kondisi nyaman.

Teknik pengkondisian juga mencakup pemanasan atau penghangatan, pengaturan kecepatan, radiasi termal, kualitas udara, seperti pengisian partikel-partikel dan uap-uap pengatur.

1. Mengatur temperatur udara, Udara harus didinginkan atau dipanaskan sehingga temperatur di dalam ruangan menjadi sejuk. Temperatur udara yang nyaman berkisar 24 – 27 oC atau 75 – 80 oF. Perbedaan temperatur di dalam dan di luar ruangan sebaiknya tidak melebihi 8 – 11 oC atau 15 – 20 oF.

2. Kelembaban (humidity), Kelembaban diatur untuk memperoleh udara sejuk dan nyaman, kelembaban harus diatur dengan mengambil uap air dari udara (determidification) atau menambah uap air pada udara (humidification). Kelembaban udara yang rendah pada temperatur (30 – 32)oC, umumnya telah cukup membuat badan terasa sejuk dan nyaman, sedangkan kelembaban udara yang tinggi pada temperatur 24 -30 oC masih dirasakan tidak sejuk.

3. Membersihkan udara (air cleaning), udara yang mengalir disaring kotorannya, misalnya debu, sehingga udara yang keluar dari saringan adalah udara yang bersih.

4. Mengeluarkan udara kotor (exhaust), untuk mengeluarkan asap rokok, bau yang tidak enak, sisa pernafasan, dan lain-lain dari dalam ruangan.

5. Ventilasi udara luar (fresh air ventilation), untuk menambah udara segar dan zat asam dari luar ke dalam ruangan, dan membuat tekanan di dalam ruangan menjadi tinggi. Biasanya diperlukan pergantian 1 – 2 kali per jam dari ruangan yang diatur udaran.

2.1. Sifat-Sifat Termodinamika

Pada proses pendinginan, semua yang berhubungan dengan mekanismenya pasti tidak akan lepas dari sifat-sifat termodinamika. Sifat-sifat termodinamika adalah sebagai berikut :

1. Suhu atau Temperatur

Menyatakan suatu keadaan panas atau thermal suatu benda dan kemampuannya untuk bertukar energy dengan benda lain yang bersentuhan. Suatu suhu absolut adalah $^{\circ}\text{K}$, $^{\circ}\text{R}$ atau $(^{\circ}\text{C} + 273)$, satuan lainnya adalah $^{\circ}\text{F}$, $^{\circ}\text{C}$.

2. Tekanan (P)

Gaya normal (tegak lurus) yang diberikan oleh suatu benda atau fluida persatuan luas benda yang terkena gaya tersebut. Satuannya adalah Pa, Psia, atau Psig, atm, cmHg, Bar dan sebagainya.

3. Massa jenis (ρ) dan Volume spesifik (\bar{v})

Massa jenis adalah massa persatuan volume, sedangkan volume spesifik adalah volume persatuan massa.

$$\rho = \frac{m}{v} \text{ dan } \bar{v} = \frac{v}{m}$$

Dimana :

m = massa (kg, gr, lbm, dsd)

V = volume (m^3 , cm^3 , liter, dsb)

4. Kalor spesifik (c)

Kalor spesifik suatu bahan adalah jumlah energy yang diperlukan untuk menaikkan suhu persatuan bahan tersebut sebesar 1°C atau 1°F . Ada dua kalor spesifik, yaitu : kalor spesifik tekanan konstan (C_p) dan kalor spesifik volume konstan (C_v).

Contoh :

$$C_p \text{ air} = 4,19 \text{ kg/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$C_p \text{ udara} = 1 \text{ kg/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

5. Entalpi (h)

Merupakan kandungan energy thermal yang dimiliki oleh suatu benda. Yang besarnya sangat dipengaruhi oleh suhu (T) dan tekanan (P).

Contoh :

$$\text{entalpi Freon 12 (} 20^\circ\text{C cair jenuh)} = h_f = 12,863 \text{ BTU/Lbm}$$

6. Entropi (s)

Merupakan sifat suatu zat yang mengukur suatu derajat keacakan atau ketidak pastian pada tingkat mikroskopis. Apabila dikaitkan dengan hukum termodinamika kedua maka entropi bias dipakai untuk menyatakan arah berlangsungnya suatu proses. Hukum termodinamika kedua mengharuskan produk entropi bernilai ≥ 0 , sehingga dapat ditulis sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \Delta s &> s_2 - s_1 \\ \Delta s &> 0 \end{aligned}$$

Bila,

$\Delta s > 0$, maka proses akan berlangsung

$\Delta s = 0$, maka proses akan ideal

$\Delta s < 0$, maka proses tidak akan berlangsung

2.2 Siklus Aktual

Pada proses siklus actual perlu diperhatikan adanya kerugian-kerugian yang terjadi pada setiap komponen yang berbeda. Terjadinya kerugian tersebut karena beberapa hal, antara lain :

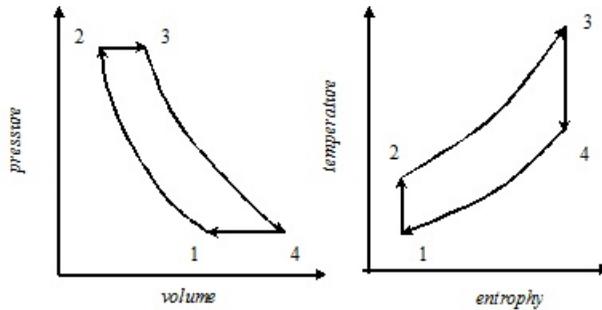
1. Gesekan, akibat fluida yang mengalir mengakibatkan penurunan tekanan pada sistem (Ducting, Kompresor, air cooler dan Turbin pendingin)
2. Disamping itu menyebabkan kenaikan Entropi, oleh karena kenaikan kecepatan aliran fluida yang tinggi (perubahan energy kinetis pada Input dan Output tidak dapat diabaikan)
3. Kalor spesifik, Harga ΔP dan K dari fluida yang bekerja akan berubah selama panas yang terjadi dalam sistem.

2.3 Siklus Reverse Brayton

Siklus Reverse Brayton adalah merupakan siklus dasar untuk menganalisa unjuk kerja sistem pendinginan udara sederhana. Hal-hal yang penting pada siklus udara secara ideal adalah adanya asumsi yang diambil untuk memudahkan cara perhitungannya. Asumsi ini dipilih sedemikian rupa sehingga penelitian data yang dihasilkan tidak akan menyimpang jauh dari keadaan sesungguhnya. Asumsi kondisi ideal yang diambil adalah :

1. Proses kompresi dan ekspansi udara adalah Reversible dan Adiabatis.
2. Perubahan energy kinetik dan potensial dari fluida yang bekerja pada sistem diabaikan.
3. Tidak ada kerugian tekanan pada sistem (Ducting, Refrigerator, cooler)
4. Fluida kerja mempunyai komposisi yang sama diseluruh sistem dan merupakan udara sempurna dengan proses spesifik tetap.

5. Aliran masa fluida pada seluruh sistem adalah tetap atau konstan.



Gambar 2.1 Diagram P-v dan T-s Siklus Pendinginan Udara Ideal

Proses – proses yang terjadi pada siklus udara ideal, seperti di atas adalah

1. Proses 1-2

Proses kompresi secara Isentropis atau Adiabatis Reversibel ($S_1=S_2$)

2. Proses 2-3

Proses pendinginan secara Isobaris atau tekanan tetap ($P_2=P_3$)

3. Proses 3-4

Proses ekspansi secara Isentropis atau Adiabatis Reversibel ($S_3=S_4$)

4. Proses 4-1

Proses pembuangan panas secara Isobaris ($P_4=P_1$)

Siklus pendingin udara merupakan suatu sistem dengan aliran tetap (steady flow). Maka dalam perhitungannya menggunakan persamaan untuk menganalisa:

1. Kerja yang di perlukan untuk menggerakkan kompresor, adalah

$$W_c = - (h_2-h_1) = -cp (T_2-T_1)$$

2. Proses pendinginan panas pada pendinginan udara, adalah

$$Q_{cold} = -(h_3-h_2) = -cp (T_3-T_1)$$

3. Kerja output turbine

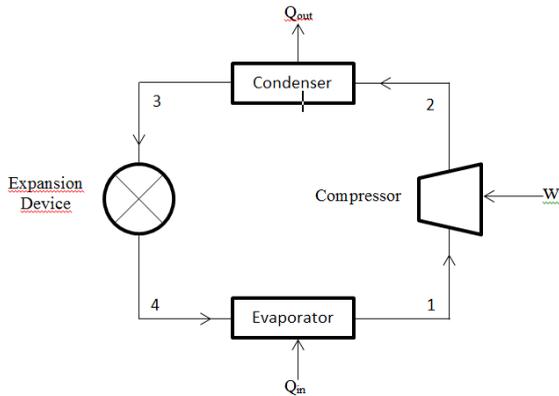
$$W_t = (h_3 - h_4) = cp (T_3 - T_4)$$

4. Proses penambahan panas

$$Q_{out} = (h_4 - h_3) = cp (T_4 - T_3)$$

2.4. Sistem Pendingin Sederhana

Siklus pendingin kompresi uap merupakan system yang banyak digunakan dalam system refrigrasi, pada sistem ini terjadi proses kompresi, pengembunan, ekspansi dan penguapan. Secara skematik system ditunjukkan pada gambar di bawah ini :



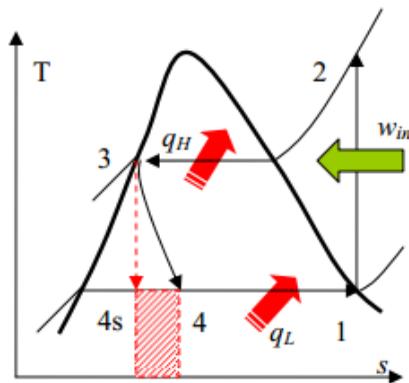
Gambar 2.2. Gambar Sistem Pendingin Sederhana

Kompresi mengisap uap refrigerant dari sisi keluar evaporator, tekanan diusahakan tetap rendah agar refrigerant senantiasa berada dalam fasa gas dan bertemperatur rendah. Didalam kompresor uap refrigerant ditekan sehingga tekanan dan temperature tinggi untuk menghindari terjadinya kondensasi dengan membuang energy kelingkungn. Energi yang diperlukan untuk proses komposisi diberikan oleh motor listrik atau penggerak mula lainnya. Jadi dalam proses kompresi energy diberikan kepada uap refrigerant. Pada waktu uap refrigerant diisap masuk kedalam kompresor temperature masih tetap rendah akan tetapi ketika selama proses kompresi berlangsung temperatur dan tekanannya naik.

Setelah mengalami proses kompresi, uap refrigerant berkerja (fluida kerja) mengalami proses kondensasi pada kondensor. Uap

refrigerant yang bertekanan dan bertemperatur tinggi, pada akhirnya kompresi dapat dengan mudah mendinginkannya melalui fluida cair dan udara. Dengan kata lain uap refrigerant memberikan panasnya kepada air pendingin atau udara pendingin melalui dinding kondensor. Jadi dikarena air pendingin atau udara pendingin menyerap panas dari refrigerant maka temperaturnya menjadi tinggi pada waktu keluar dari kondensor. Selama refrigerant mengalami perubahan dari fasa uap ke fasa cair tekanan dan temperature konstan.

Untuk menurunkan tekanan refrigeran cair dari kondensor kita gunakan katup ekspansi atau pipa kapiler, alat tersebut berfungsi untuk suatu penurunan tekanan tertentu. Melalui katup ekspansi refrigerant mengalami evaporasi yaitu proses penguapan cairan refrigerant pada tekanan dan temperature rendah, proses ini terjadi pada evaporator. Seelama proses evaporasi refrigerant memerlukan atau mengambil bentuk energy panas dari lingkungan atau sekelilingnya sehingga temperature sekeliling turun dan terjadi prose pendinginan.



Gambar 2.3. Diagram T-s Siklus Kompresi Uap Ideal

1 – 2 : kompresi adiabatic dan reversible, dari uap jenuh menuju tekana konstan.

- 2 - 3 : pelepasan kalor reverseibel pada tekanan konstan, menyebabkan penurunan panas lanjut dan pengembunan refrigerant.
- 3 - 4 : ekspansi irreversible pada entalpi konstan,dari cairan jenuh menuju tekanan evaporator.
- 4 - 1 : penambahan kalor reversible pada tekanan tetap yang menyebabkan penguapan menuju uap jenuh.

2.5. Tipe Sistem Pendinginan Udara Pada Pesawat

Secara umum ada 4 sistem pendingin yang digunakan pada pesawat terbang, yaitu:

1. Sistem Pendingin Udara Sederhana

Udara dari sekeliling masuk melalui intake (ram air). Dibagian intake, udara mengalami kenaikan tekanan. Sebagian udara dari intake, udara mengalami kenikan tekanan. Sebagian udara dari intake masuk kedalam kompresor. Udara kompresi dari kompresor sebagian masuk heat exchanger, sebagian lagi masuk ke ruang bakar (combustion chamber) kemudian terjadi pembakaran bahan bakar di mesin utama, yang selanjutnya akan memutar turbin dan keluar nozel sebagai propuklsi pesawat.

Udara keluar kompresor yang didinginkan di penukar panas kemudian diekspansikan melalui turbin pendingin. Kerja turbin digunakan untuk memutar fan yang akan menghisap atau mengeluarkan udara dingin di penukar panas, di fan kerja turbin tidak digunakan untuk kompresor. Udara keluar dari turbin disuoplasikan ke kabin. Udara dari kabin akhirnya dibuang ke atmosfer.

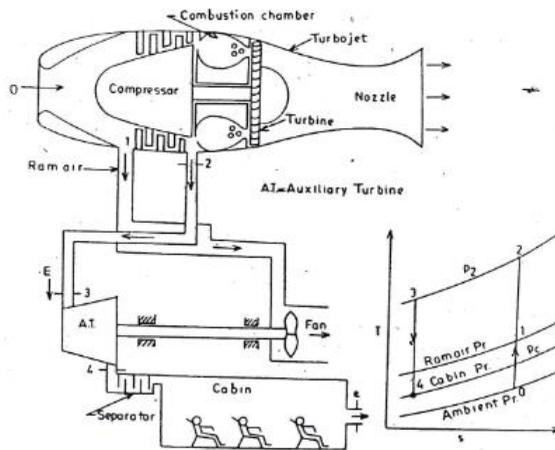


Fig. 3.11(a). Basic aircraft refrigeration cycle.

Gambar 2.4. Sistem Pendingin Udara Sederhana

2. Sistem Udara Tipe Bootstrap

Sistem pendingin udara sederhana digunakan pada saat kecepatan pesawat tidak terlalu tinggi, tetapi pada saat kecepatan sangat tinggi tekanan ramming diharapkan dapat mencukupi udara sirkulasi di penukar panas. Kegunaan utama dari bootstrap sistem ini adalah untuk memberikan kapasitas pendinginan tambahan pada saat udara primer tidak mempunyai tekanan yang cukup untuk memberikan

pendinginan yang dibutuhkan. Daya dari turbin ini digunakan untuk memutar kompresor pembantu (auxiliary kompresor).

Udara dari kompresor utama didinginkan di penukar panas utama (main heat exchanger) kemudian dikompresikan oleh kompresor pembantu. Selanjutnya udara mengalir melalui penukar panas utama pembantu, yang kemudian diekspansikan melalui turbin pendingin menuju cabin sebelumnya melalui water separator. Dari cabin, udara dibuang ke atmosfer.

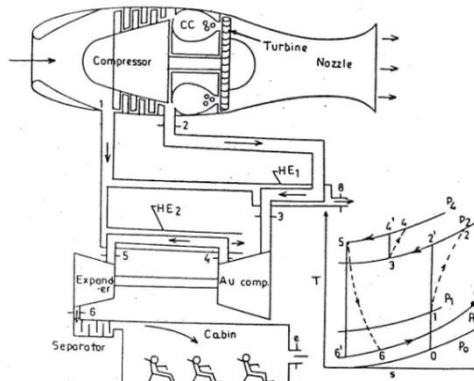


Fig. 3.12. Bootstrap air-refrigeration cycle.

Gambar 2.5. Sistem Pendingin Udara Tipe *Bootstrap*

3. Sistem Pendingin Udara Tipe *Regenerative*

Sistem *regenerative* mempunyai dua buah *heat exchanger*. Sistem ini merupakan modifikasi dari sistem pendingin udara sederhana. Dimana udara keluar kompresor didinginkan di penukar panas pembantu. Lalu diekspansikan oleh turbin pendingin menuju cabin. Selain itu udara yang keluar dari cabin. Selain itu udara yang keluar dari turbin pendingin digunakan untuk mendinginkan udara dalam penukar panas pembantu (*auxiliary heat exchanger*) sebelum diekspansikan melalui turbin, kerja turbin digunakan untuk

memutar fan (*blower*) yang menghisap udara ram di penukar panas utama.

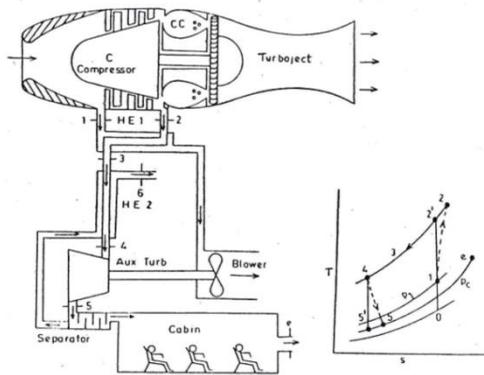
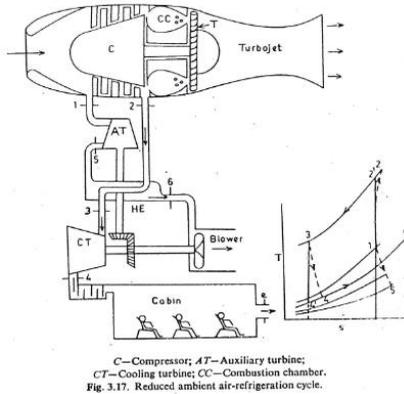


Fig. 3.15. Regeneration air cycle for a simple system.
 HE1—Main heat exchanger; HE2—Auxiliary heat exchanger;
 CC—Combustion Chamber.

Gambar 2.6. Sistem Pendingin Udara Tipe *Regenerative*

4. Sistem Pendingin Udara Tipe *Reduced Ambient*

Udara ram yang telah dikompresikan, didinginkan dalam penukar panas oleh udara dari turbin pembantu (*auxiliary turbin*) udara ram ini kemudian diekspansikan melalui turbin pendingin masuk kabin. Daya yang di hasilkan auxiliary dan cooling turbin digunakan untuk memutar blower melalui gigi reduksi. Sistem ini digunakan dengan kecepatan tinggi diman temperature udara dari ram terlalu tinggi.



Gambar 2.7. Sistem Pendingin Udara Tipe *Reduced Ambient*

2.6. Kecepatan pesawat

Ada 2 macam kecepatan pesawat yang berkaitan dengan kecepatan pesawat terbang yaitu :

- a. Air Speed
- b. Ground Speed

Pada saat pesawat terbang dengan ketinggian tertentu, maka perlu sekali pilot mengetahui kecepatan pesawat yang dia kemudikan, yang dimaksud dengan kecepatan pesawat adalah kecepatan pesawat relatif terhadap udara, kecepatan demikian disebut kecepatan udara (Air speed)

Angin merupakan aliran udara yang bergerak terhadap tanah (Diam), dalam hal ini bumi dianggap diam. Kecepatan aliran udara terhadap bumi yang diam disebut Ground speed.

2.6.1. Istilah-Istilah Air Speed

Istilah air speed perlu diberikan definisi yang berhubungan dengan masalah air speed, sehingga pilot dapat mengetahui kecepatan pesawat sesungguhnya.

a. Indicated Air Speed (IAS atau V_i)

IAS adalah kecepatan pesawat berdasarkan pembacaan Instrumen Air Speed Indicator

b. Basic Air Speed (BAS atau V_b)

BAS adalah kecepatan pesawat yang di koreksi pada IAS karena kesalahan factor instrument.

c. Calibrated Air Speed (CAS atau V_{cal})

CAS adalah kecepatan pesawat yang didapatkan dari koreksi karena kesalahan letak posisi pilot static pada pesawat.

d. Equivalent Air speed (EAS atau V_z)

EAS adalah kecepatan pesawat yang didapatkan dari koreksi akibat pengaruh sifat udara yang ditekan (compressibility) pada Calibrated Air Speed.

2.7. Pressurisation

Pressurisation adalah suatu kondisi yang harus diciptakan agar tekanan udara dalam pesawat tetap pada batas-batas tekanan yang diijinkan, bila tekanan dalam kabin berkurang masa manusia dalam kabin pesawat akan mengalami hyposia, yaitu gejala dimana manusia mengalami kekurangan oksigen yang mengakibatkan fungsi tubuh menimbulkan rasa kantuk, sakit kepala, bibir menjadi biru, jari

lengan kaku, bandangan nanar, yang semuanya mengarah pada kematian.

Untuk dapat menjamin keselamatan dan kenyamanan penumpang, batas tekanan udara yang diijinkan dalam kabin penumpang dan pesawat adalah

- Max, $P_{\text{cabin}} = 101,325 \text{ kpa}$ (permukaan air laut)
- Min, $P_{\text{cabin}} = 75 \text{ kpa}$ (8000 ft)

2.8. Beban Pendinginan Pesawat

Beban pendingin pesawat diperoleh dari perhitungan beban panas yang ada dalam pesawat. Beban pemanas dalam kabin dan cockpit dibagi menjadi 2 bagian :

1) Sumber dari Dalam

Perolehan panas yang disebabkan oleh adanya pelepasan energy didalam kabin dan cockpit, yang diperoleh dari :

- Lampu
- Penumpang dan Awak pesawat
- Peralatan listrik

2) Transmisi

Perolehan kalor yang disebabkan oleh perbedaan suhu antara kedua sisi ruangan, yang di peroleh dari transmisi panas melalui, jendela, dinding, dan lantai dapat dihitung dengan persamaan :

$$Q = \frac{T_o - T_i}{R_{tot}}$$

Dimana :

- Q = beban transmisi, Watt
- T_i = temperatur udara dalam, °F
- T_o = temperatur udara luar, °F
- R_{tot} = tahanan thermal total, hr °F/Btu

Harga tahanan thermal total tergantung pada kecepatan udara yang menyentuh permukaan, jenis bahan isolasi, kekasaran permukaan dan ketebalan bahan isolasi. Besarnya dapat dihitung dengan :

$$R_{tot} = R_1 + R_2 + \dots + R_n$$

Dimana :

$$R_{konduksi} = \frac{l}{kA}$$

$$R_{konveksi} = \frac{1}{h_c A}$$

2.9. Cooling Load

Udara yang melalui suatu permukaan yang menerima panas dari sejumlah sumber selama musim dingin dimana suhu dan kelembaban udara harus dipertahankan pada tingkat yang nyaman, maka panas ini harus dihilangkan. Jumlah panas yang harus dikeluarkan disebut dengan beban pendinginan (*cooling load*).

Beban pendinginan harus ditentukan sebab beban pendinginan merupakan dasar untuk pemilihan ukuran peralatan pendingin udara dan sistem distribusi yang tepat. Biasanya digunakan juga untuk menganalisa penggunaan energi dan konservasi.

2.9.1. Perhitungan Struktur Konduksi Pada Atap, Dinding dan Kaca

Pada perhitungan struktur konduksi pada atap, dinding dan kaca ini menggunakan persamaan:

$$Q = U \times A \times CLTD_c \dots\dots\dots(4.1)$$

Dimana:

$Q = \text{Cooling load}$ dari atap, dinding dan kaca $\left(\frac{BTU}{hr}\right)$

$U =$ Koefisien perpindahan panas yang terjadi pada atap, dinding dan kaca $\left(\frac{BTU}{hr.ft^3.F}\right)$

$A =$ Luas dari atap, dinding dan kaca (ft^2)

$CLTD_c = \text{Corrected cooling load temperature difference (F)}$

Dimana nilai U didapat dari tabel 6.1 untuk atap, tabel 6.3 untuk dinding dan tabel A.8 untuk kaca. Sedangkan untuk mencari nilai dari $CLTD_c$ menggunakan persamaan:

$$CLTD_c = CLTD + LM + (78 - t_R) + (t_a - 85) \dots\dots\dots(4.2)$$

Dimana:

$CLTD =$ Temperatur yang didapat dari tabel 6.1, 6.2 atau 6.5 (F)

$LM = \text{correct for latitude and month}$ yang didapat dari tabel 6.4

$t_R =$ Temperatur ruangan (F)

$t_a =$ Rata-rata temperatur luar (F), dimana didapat dari:

$$t_a = t_o - \frac{DR}{2} \dots\dots\dots(4.3)$$

Dimana t_o sendiri adalah *dry bulb* temperatur luar (F) yang didapat dari tabel A.9.

2.9.2. Perhitungan Struktur Konduksi Pada Lantai

Pada perhitungan struktur konduksi pada lantai menggunakan persamaan:

$$Q = U \times A \times TD \dots\dots\dots(4.4)$$

Dimana:

$Q = \text{Cooling load dari lantai} \left(\frac{BTU}{hr} \right)$

$U = \text{Koefisien perpindahan panas yang terjadi pada lantai} \left(\frac{BTU}{hr.ft^3.F} \right)$

$A = \text{Luas dari atap, dinding dan kaca} (ft^2)$

$TD = t_H - t_L = \text{Perbedaan temperatur yang dikondisikan dengan yang tidak dikondisikan, temperatur tinggi} (t_H) \text{ dan temperatur rendah} (t_L) (F)$

2.9.3. Perhitungan Radiasi Sinar Matahari Pada Kaca

Pada perhitungan radiasi sinar matahari pada kaca menggunakan persamaan:

$$Q = SHGF \times A \times SC \times CLF \dots\dots\dots(4.5)$$

Dimana:

$Q = \text{Cooling load dari lantai} \left(\frac{BTU}{hr} \right)$

$SHGF = \text{maximum solar heat gain factor} \left(\frac{BTU}{hr.ft^3} \right)$

$A = \text{Luas dari atap, dinding dan kaca} (ft^2)$

$SC = \text{Shading coefficient}$

$CLF = \text{cooling load factor dari kaca.}$

2.9.4. Perhitungan Pada Manusia

Pada perhitungan terhadap manusia menggunakan persamaan:

$$Q_s = q_s \times n \times CLF \dots\dots\dots(4.6)$$

$$Q_l = q_l \times n \dots\dots\dots(4.7)$$

Dimana:

$Q_s, Q_l = \text{sensible and latent heat gains} \left(\frac{BTU}{hr} \right)$

$q_s, q_l = \text{Sensible and latent heat gains per person} \left(\frac{BTU}{hr} \right)$

$n = \text{jumlah manusia}$

$CLF = \text{cooling load factor dari kaca, asumsi } CLF = 1.$

2.9.5. Perhitungan Pada Peralatan/*Equipment*

Pada perhitungan terhadap *equipment* menggunakan tabel 6.15. Dimana perhitungannya adalah penjumlahan panas yang dikeluarkan dari peralatan-peralatan didalam kabin yang bisa menjadi beban pemanasan terhadap beban pendinginan yang dibutuhkan.

2.9.6. Perhitungan Pencahayaan

Pada perhitungan pencahayaan menggunakan persamaan:

$$Q = 3,4 \times W \times BF \times CLF \dots\dots\dots(4.8)$$

Dimana:

$$Q = \text{Cooling load dari lantai} \left(\frac{BTU}{hr} \right)$$

W = Kapasitas Pencahayaan (*watt*)

BF = *Ballast Factor*, BF=1,25 *for fluorescent lighting* dan BF = 1 *for incandescent lighting*.

CLF = *cooling load factof* dari pencahayaan.

2.9.7. Perhitungan *Infiltrating*

Pada perhitungan *infiltrating* menggunakan persamaan:

$$Q = 1,1 \times CFM \times TC \dots\dots\dots(4.9)$$

Dimana:

$$Q = \text{Cooling load dari lantai} \left(\frac{BTU}{hr} \right)$$

CFM = *air infiltration rate into room* (CFM), dimana didapat dari :

$$CFM = ACH + \frac{V}{60} \dots\dots\dots(4.10)$$

ACH sendiri adalah *number air changes per hour* (tabel 6.22), sedangkan V adalah volume dari ruangan (ft³).

TC = Perbedaan temperatur dalam dan luar (F)

2.9.8. Perhitungan *Room Heat Gains*

Dimana terdapat *sensible* dan *latent heat* pada suatu ruangan yang menjadi panas yang ditanggung oleh suatu beban pendinginan disuatu ruangan. Panas *sensible* adalah panas yang

menjadi penyebab terjadinya penurunan/kenaikan temperatur tetapi tidak terjadi perubahan *fase* (wujud). Sedangkan panas *latent* adalah panas yang menjadi penyebab terjadinya perubahan pada suatu *fase* (wujud) akan tetapi tidak menyebabkan perubahan pada temperatur.

2.10. Perhitungan *Temperature Apparatus dew point* (T_{adp})

Adalah temperatur yang terdapat pada *coil* pendingin. Untuk penentuan temperatur ini didapatkan dari aplikasi *Computer-Aided Thermodynamic Tables 3*. Dimana diperoleh dari mengetahui T_{cabin} dan RH (*Relative Humidity*) dari dalam kabin, maka didapatkan T_{adp} .

2.10.1. Perhitungan *Outdoor Air Sensible Heat*

Adalah panas *sensible* yang terjadi pada ruangan yang berpengaruh terhadap udara luar. Nilai dari OASH ini didapatkan dari persamaan dibawah ini :

$$OASH = 1,08 \times CFM (T_{outdoor} - T_{cabin}) \dots\dots\dots(4.12)$$

Dimana :

$$OASH = \textit{Outdoor Air Sensible Heat} \left(\frac{Btu}{hr} \right)$$

CFM = *air infiltration rate into room* , *Cubic Feet perMinute* (CFM)

$T_{outdoor}$ = temperatur diluar ($^{\circ}F$)

T_{cabin} = temperatur didalam kabin ($^{\circ}F$)

2.10.2. Perhitungan *Outdoor Air Latent Heat*

Adalah panas *latent* yang terjadi pada ruangan yang berpengaruh terhadap udara luar. Nilai dari OALH ini didapatkan dari persamaan :

$$OALH = 0,68 \times CFM (W_{outdoor} - W_{cabin}) \dots\dots\dots(4.13)$$

Dimana :

$$OALH = \textit{Outdoor Air Latent Heat} \left(\frac{Btu}{hr} \right)$$

CFM = *air infiltration rate into room* , *Cubic Feet perMinute* (CFM)

$W = \textit{Moisture Content} \left(\frac{\textit{grains of moisture}}{\textit{pound dry air}} \right)$, dimana didapatkan dari aplikasi CATT3. Untuk $W_{outdoor}$ didapat dari $T_{outdoor}$ dan $P_{outdoor}$ atau dari $T_{outdoor}$ *dry bulb* dan *wet bulb*, sedangkan W_{cabin} didapat dari T_{cabin} dan RH.

2.10.3. Perhitungan *Effective Room Latent Heat (ERSH)*

Adalah panas *sensible* yang ditimbulkan dari beberapa macam faktor yang berada didalam suatu ruangan. Nilai dari ERSH ini didapatkan dari persamaan :

$$ERSH = RSH + OASH \dots\dots\dots(4.14)$$

Dimana ;

$$ERSH = \textit{Effective Room Sensible Heat} \left(\frac{Btu}{hr} \right)$$

$$RSH = \textit{Room Sensible Heat} \left(\frac{Btu}{hr} \right)$$

$$OASH = \textit{Outdoor Air Sensible Heat} \left(\frac{Btu}{hr} \right)$$

2.10.4. Perhitungan *Effective Room Sensible Heat (ERSH)*

Adalah panas *latent* yang ditimbulkan dari berbagai macam faktor yang berada didalam suatu ruangan. Nilai dari ERLH ini didapatkan dari persamaan :

$$ERLH = RLH + OALH \dots\dots\dots(4.15)$$

Dimana ;

$$ERLH = \textit{Effective Room Latent Heat} \left(\frac{Btu}{hr} \right)$$

$$RSH = \textit{Room Latent Heat} \left(\frac{Btu}{hr} \right)$$

$$OASH = \textit{Outdoor Air Latent Heat} \left(\frac{Btu}{hr} \right)$$

2.10.5. Perhitungan *Grand Total Heat (GTH)*

Adalah total dari beban panas (*sensible* dan *latent heat*) yang ditanggung oleh sebuah pendingin suatu ruangan. Dimana didapatkan dari persamaan :

$$GTH = ERSH + ERLH \dots\dots\dots(4.16)$$

Dimana :

$$GTH = \textit{Grand Total Heat} \left(\frac{Btu}{hr} \right)$$

$$ERSH = \textit{Effective Room Sensible Heat} \left(\frac{Btu}{hr} \right)$$

$$ERLH = \textit{Effective Room Latent Heat} \left(\frac{Btu}{hr} \right)$$

BAB III

METODE ANALISA

3.1. Metode Penyusunan Tugas Akhir

Adapun langkah dan prosedur penyusunan tugas akhir ini dilakukan dengan metode penyusunan yang dapat dijelaskan sebagai berikut :

1. Studi literatur, bertujuan untuk mendapatkan berbagai macam informasi dan data yang berkaitan dengan obyek penelitian, misalnya cara kerja kompresor saat proses unloading semen sedang berlangsung dan parameter unjuk kerja yang diinginkan.
2. Melakukan pengambilan data di PT. Garuda Maintenance Facility *Aeroasia*. untuk mendapatkan spesifikasi pesawat, dimensi pesawat, spesifikasi sistem pendingin pada pesawat, serta proses kerja sistem pendingin pada pesawat.
3. Analisa data, dalam hal ini dilakukan analisa berdasarkan data-data spesifikasi yang diperoleh, meliputi :
 - a. Spesifikasi pesawat
 - b. Dimensi pesawat
 - c. Spesifikasi sistem pendingin pada pesawat
 - d. Proses kerja sistem pendingin pada pesawat
4. Pembahasan dan evaluasi perbandingan, dalam tahap ini akan dilakukan pembahasan serta evaluasi perbandingan terhadap hasil-hasil yang di dapat.
5. Kesimpulan dan rekomendasi yang didapat setelah melakukan analisa dan evaluasi perhitungan.

3.2. Data-Data Hasil Survey

Setelah melakukan survey lapangan di PT. Garuda Maintenance Facility *Aeroasia* (PT. GMF *Aeroasia*) yang bergerak di bidang perawatan dan pemeliharaan pesawat terbang, maka diperoleh data-data sebagai berikut :

3.2.1. Data Spesifikasi Pesawat Airbus A330-300



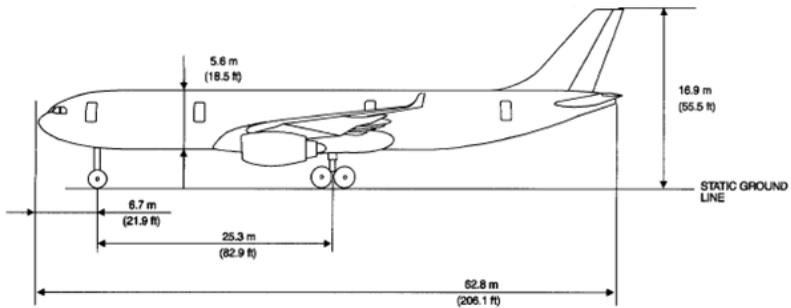
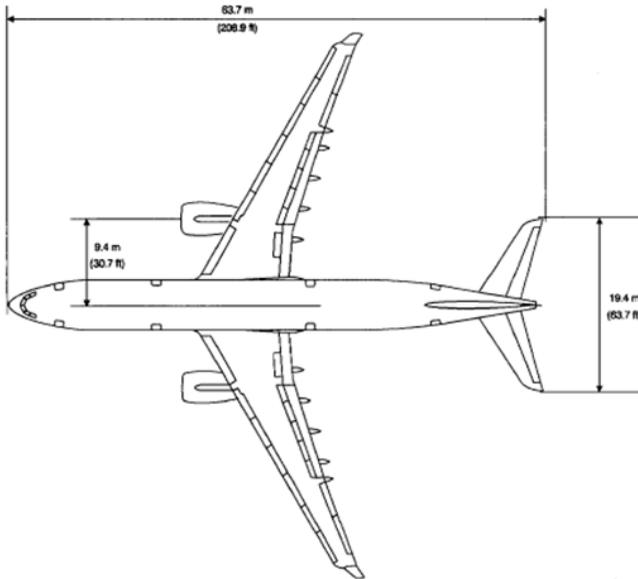
Gambar 3.1 pesawat *airbus A330-300*

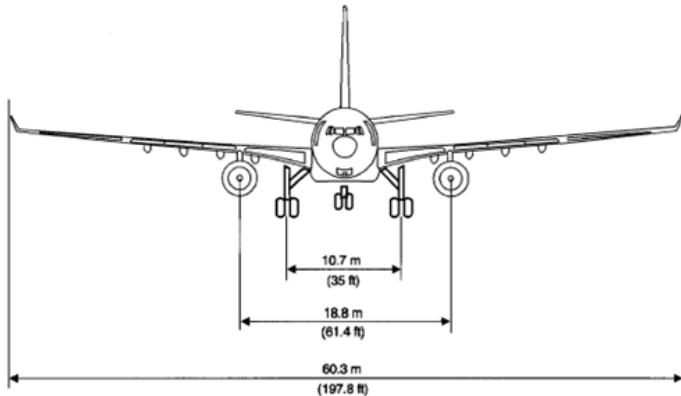
Spesifikasi pesawat airbus 330-300

Jenis Model Pesawat	: Airbus 330 seri 300 (A330-300)
Jarak jelajah	: 5,669 NM (10,500 km)
Kecepatan Maksimum	: 568 mph, 493 knot, 913 km/h pada ketinggian 35,000 ft)
<i>Engines</i>	: <i>Two Rolls-Royce Trent 700</i>
Kapasitas bahan bakar max	: 97,170 l
Berat tanpa bahan bakar	: 173 (175) t
Berat kosong	: 122.2 (124.5) t
Berat max takeoff	: 230 (233) t
Beban pendaratan max	: 185 (187) t
Dimensi PxLxT	: 63.69m x 60.30m x 16.83m
Diameter badan	: 5.64 m
Lebar kabin maks	: 5.28 m
Panjang kabin	: 50.35 m
Panjang sayap (geometris)	: 60.3 m

Luas sayap (referensi) : 361.6 m²
 Kursi penumpang : 295 (3-class) / 335 (2-class)
 Roda dasar : 25.6 m

3.2.2. Dimensi Pesawat



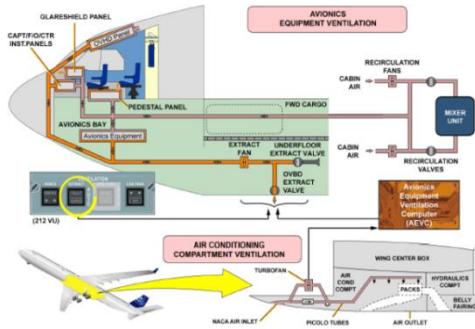


Gambar 3.2 Dimensi Pesawat (a) Tampak Atas (b) Tampak Samping (c) Tampak Depan

3.3. Spesifikasi Sistem Pendingin Pada Pesawat

3.3.1. Letak komponen Sistem Pendingin

Komponen dari sistem pendinginan pada pesawat airbus A330-300 terletak di tengah bagian bawah pesawat tepatnya di bawah kabin *cargo* dan di antara kedua *landing gear* pesawat. Adapun letak dari sistem pendingin ini dapat di lihat di bawah ini.

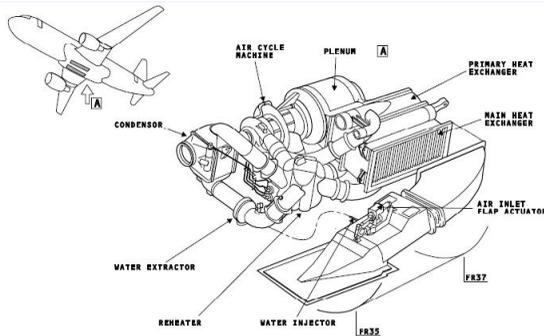


Gambar 3.3 Letak Komponen Sistem Pendingin

3.3.2. Konstruksi Sistem Pendingin Pesawat

Sistem pendingin pada pesawat umumnya terdiri dari unit pendingin, katup by pass turbin pendingin (cooling turbine by pass valve), thermostat bertekanan (pneumatic thermostat) dan pemisah air (water sparator). Unit pendingin ini terdiri dari turbin pendingin (cooling turbine), penukar panas (heat exchanger) dan katup by pass dari kipas turbin pendingin (cooling turbine by pass valve) unit pendingin ini digunakan untuk mendinginkan udara panas dari mesin supaya temperaturnya sesuai dengan yang di inginkan. Katup by pass turbin pendingin ini digunakan untuk mencegah terjadinya pembentukan es di pemisah air. Pneumatic thermostat dipasang pada saluran keluar dari memisah air. Kegunaannya untuk mengontrol, membuka dan menutupnya katup by pass turbin pendingin, dengan mendapat sensor atau dari temperature udara yang keluar dari pemisah air.

Pemisah air digunakan untuk memisahkan moisture dari udara yang telah didinginkan melalui unit pendingin. Untuk mencegah terjadinya pembentukan es di pemisah air, maka dibutuhkan udara panas yang melalui katup by pass turbin pendingin.

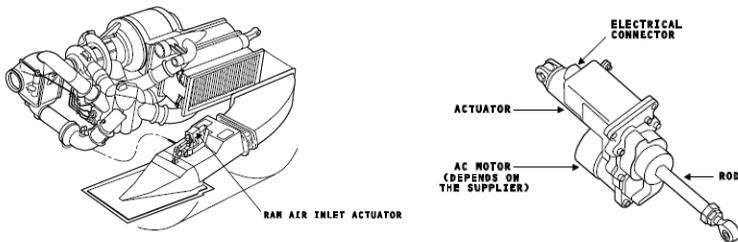


Gambar 3.4. Unit Pendingin Airbus A330

3.3.3. Pengoperasian Sistem Pendingin

Secara teknis, pengondisian udara pada pesawat terbang dilakukan dengan menggunakan Air Cycle Machine (ACM). Sistem pengondisian udara pada pesawat terbang merupakan sistem yang berfungsi untuk menjaga udara pada pesawat agar tetap berada pada tekanan, temperatur, dan tingkat kandungan oksigen yang tepat untuk kenyamanan penumpang.

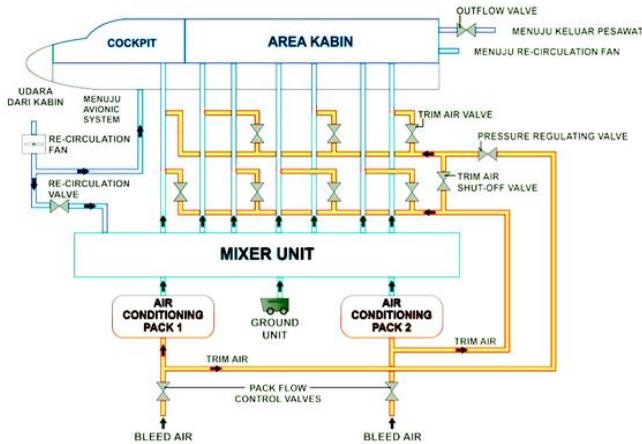
Untuk fungsi pengondisian udara tersebut, ACM pada pesawat terbang menggunakan Ram Air (udara Ram) sebagai fluida pendinginnya analog terhadap freon pada sistem pengondisian udara di mobil. Ram Air merupakan udara dari luar pesawat yang masuk melalui Ram Air Inlet dan keluar melalui Ram Air Outlet Flaps. Temperatur Ram Air bergantung pada ketinggian terbang pesawat. Pesawat terbang komersial umumnya terbang pada ketinggian 26.000 hingga 30.000 kaki dengan temperatur Ram Air sebesar -36°C hingga -44°C .



Gambar 3.5 Letak Posisi Ram Air (a) Komponen Pada Ram Air (b)

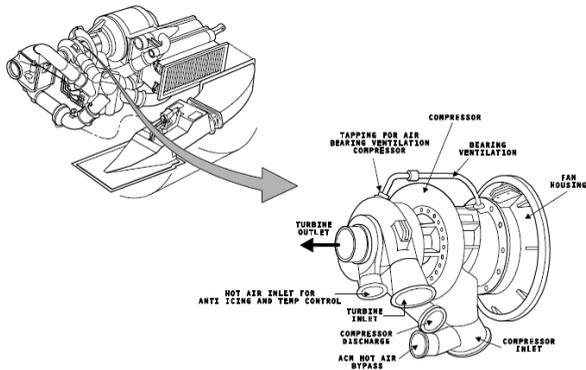
Pengondisian udara pesawat terbang dilakukan dengan cara mengubah temperatur dan tekanan dari Bleed Air. Bleed Air adalah udara panas yang dipasok oleh salah satu dari tiga sumber udara panas bertekanan tinggi di pesawat, yaitu kompresor mesin utama pesawat, kompresor APU (Auxilliary Power Unit), atau high-pressure ground-air supply-unit.

Ketika mesin pesawat tidak menyala, Bleed Air didapatkan dari kompresor APU yang merupakan unit pembangkitan listrik pesawat. Apabila APU tidak menyala, maka Bleed Air didapatkan dari High-Pressure Ground-Air Supply-Unit yang merupakan Ground Support Equipment pesawat terbang di lapangan udara. Laju aliran Bleed Air ini diatur oleh dua buah katup berdasarkan kebutuhan. Sebelum disirkulasikan, Bleed Air dilewatan pada Ozone Converter untuk menghilangkan kandungan ozon dari udara dengan efek katalisis. Setelah melalui proses penyaringan, sebagian besar Bleed Air kemudian disalurkan menuju Air Conditioning Pack yang berfungsi untuk melakukan pengaturan temperatur Bleed Air. Sebagian lainnya lalu disalurkan menuju saluran udara yang akan didistribusikan ke seluruh bagian pesawat yang perlu dikondisikan, Bleed Air tersebut dinamakan Trim Air

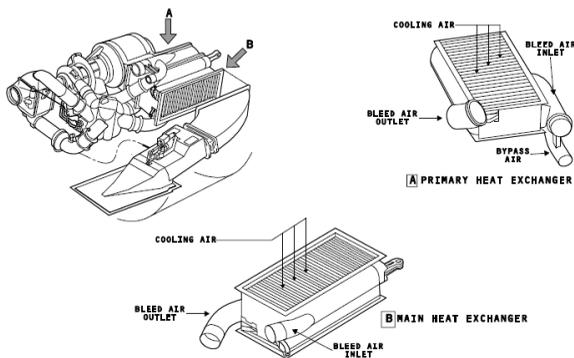


Gambar 3.6 Skema Sistem Pengondisian Udara pada Pesawat

Pada pembahasan sebelumnya disebutkan setelah melalui proses penyaringan, Bleed Air kemudian disalurkan menuju Air Conditioning Pack. Air Conditioning Pack terdiri dari Air Cycle Machine (ACM) dan Heat Exchanger. Air Conditioning Pack bertugas untuk menurunkan temperatur Bleed Air sekaligus mengurangi kandungan air di dalam Bleed Air. ACM terdiri dari kompresor dan turbin yang memiliki satu poros. Bleed air dilewatkan menuju Heat Exchanger sehingga temperatur Bleed Air turun karena berpindahan energi Bleed Air dalam bentuk panas menuju Ram Air. Bleed Air lalu masuk kedalam kompresor sehingga tekanan dan temperaturnya meningkat dan kemudian dilewatkan menuju Heat Exchanger yang kedua sehingga temperaturnya turun kembali.



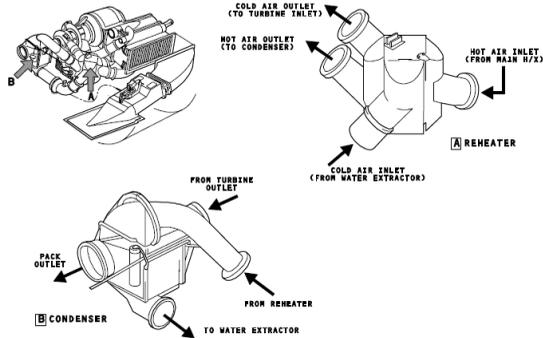
Gambar 3.7 Letak posisi dan Komponen Air Cycle Machine (ACM)



Gambar 3.8 Letak Komponen (a) Primary Heat Exchanger (b) Main Heat Exchanger

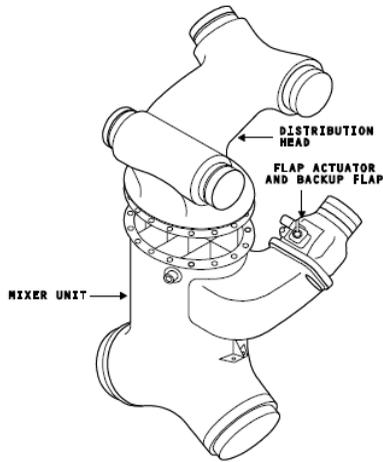
Setelah melewati proses diatas, Bleed Air kemudian melewati kondensator sehingga sebagian udara berubah fasa menjadi cair. Fasa cair tersebut dipisahkan dengan menggunakan Water Extractor lalu dialirkan menuju Ram Air Inlet. Hal ini memungkinkan Ram Air untuk memindahkan panas dalam jumlah yang lebih besar. Pengurangan kandungan air untuk meningkatkan

kemampuan memindahkan panas Ram Air juga dilakukan pada Split Duct yang berada di antara Heat Exchanger kedua dan kondensor.



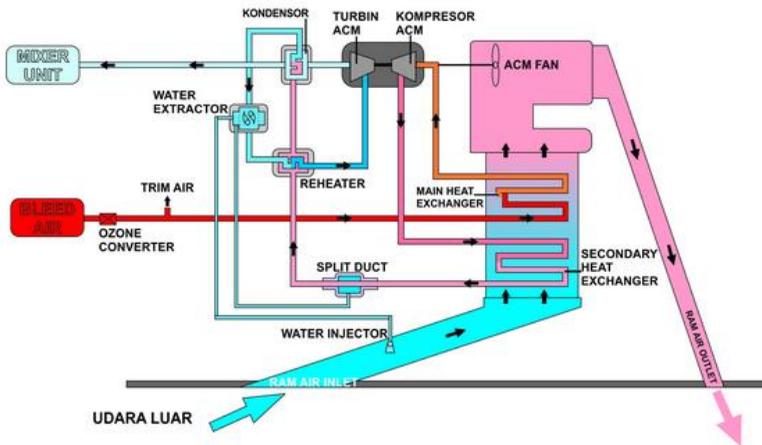
Gambar 3.9 Letak Komponen (a) Reheater , (b) Kondensor

Bleed air yang sudah melewati kondensor kemudian dilewatkan kepada turbin sehingga temperatur dan tekanan Bleed Air turun akibat ekspansi Bleed Air di turbin. Kerja yang diperoleh dari ekspansi Bleed Air pada turbin lalu digunakan untuk memutar kompresor dan Inlet Fan yang berfungsi untuk menghisap udara masuk ke dalam ACM. Setelah melewati turbin, temperatur Bleed Air kemudian dinaikkan kembali dengan menggunakan kondensor untuk proses selanjutnya. Pada proses selanjutnya, Bleed Air dimasukkan ke dalam Mixer Unit yang mencampurkan udara resirkulasi dari dalam pesawat, Bleed Air, dan Trim Air. Setelah keluar dari Air Conditioning Packs, temperatur Bleed Air sangat rendah. Temperatur udara campuran diatur melalui banyaknya Trim Air yang dimasukkan ke dalam Mixer Unit dan langsung didistribusikan ke seluruh bagian pesawat setelah proses pencampuran selesai.



Gambar 3.10 komponen Mixer Unit

Sebagian dari udara kabin diresirkulasikan oleh Recirculation Fans untuk membatasi kebutuhan Bleed Air dari mesin pesawat. Jika tekanan dalam kabin terlalu tinggi, terdapat Outflow Valve yang akan terbuka untuk mengeluarkan sebagian udara dari dalam kabin sehingga temperaturnya turun.

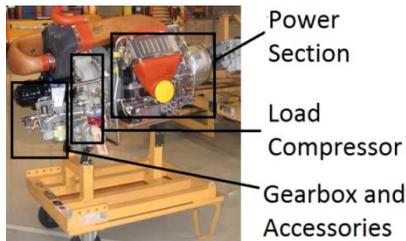


Gambar 3.11. Skema Cooling System

3.3.4. APU (Auxiliary Power Unit)

Tujuan utama dari APU yang terdapat pada pesawat adalah untuk memberikan kekuatan pada saat memulai mesin utama. Turbin mesin harus dipercepat untuk kecepatan rotasi tinggi untuk memberikan kompresi udara yang cukup untuk membuat mesin dapat beroperasi secara mandiri. Mesin jet yang lebih kecil biasanya dimulai oleh sebuah motor listrik, sedangkan mesin yang lebih besar biasanya dimulai oleh sebuah motor turbin udara. Sebelum mesin dihidupkan, APU dihidupkan, umumnya oleh baterai atau hidraulik akumulator. Setelah APU berjalan, ia menyediakan tenaga (listrik, pneumatic, atau hidraulik, tergantung pada desain) untuk memulai mesin utama pesawat.

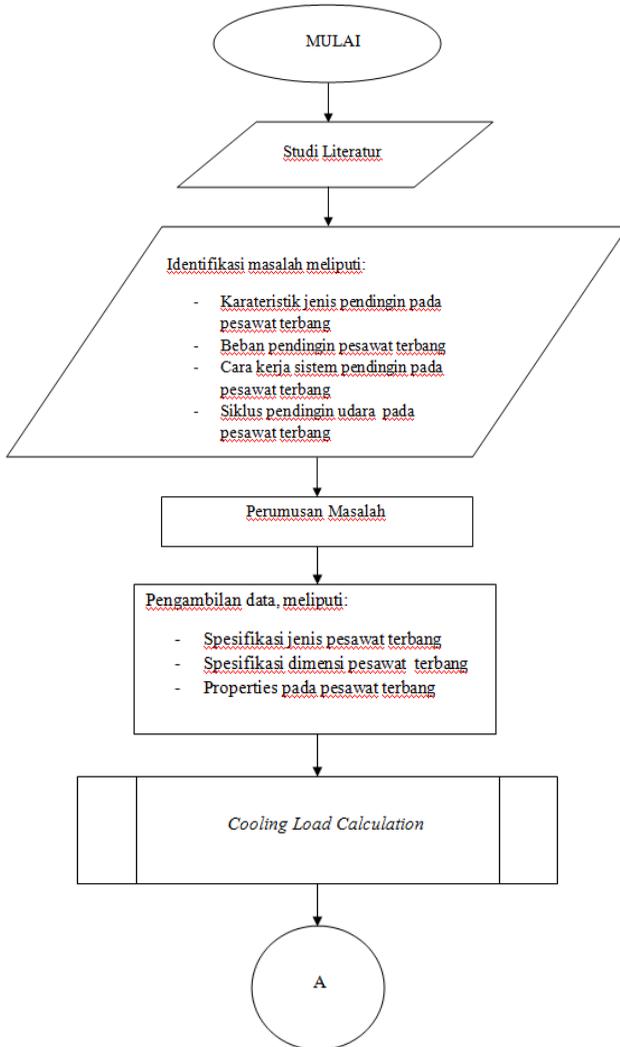
APU juga digunakan untuk menjalankan aksesoris pesawat lainnya saat mesin pesawat dimatikan. Hal ini memungkinkan kabin pesawat menjadi nyaman bagi penumpang, sebelum mesin pesawat dihidupkan. Daya listrik digunakan untuk menjalankan sistem untuk preflight checks. Beberapa APU juga dihubungkan ke pompa hidraulik, yang memungkinkan kru untuk mengoperasikan peralatan hidraulik (seperti flight controls atau flap) sebelum memulai mesin propeler/turbin jet engine. (HAP)



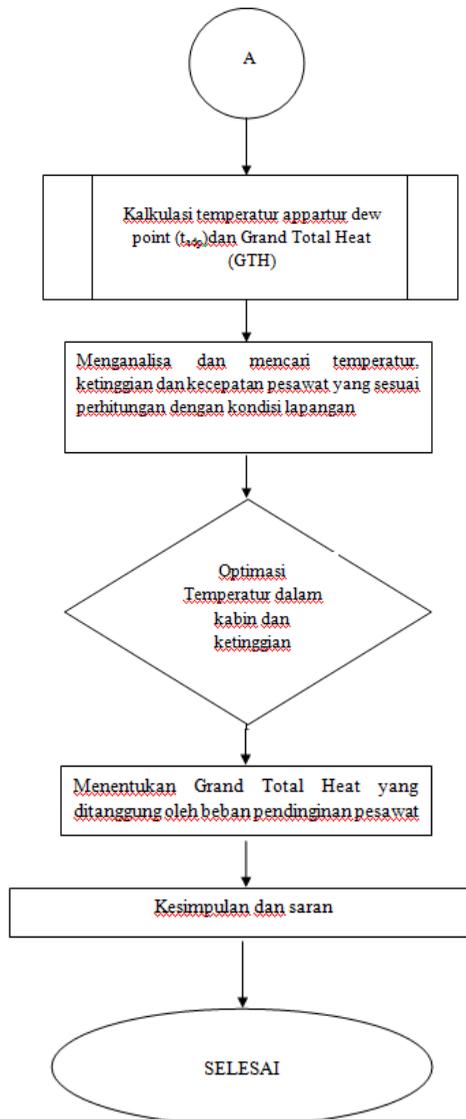
Gambar 3.12. Sitem APU

3.4. Urutan Pengerjaan

3.4.1. Diagram Alir Secara Umum

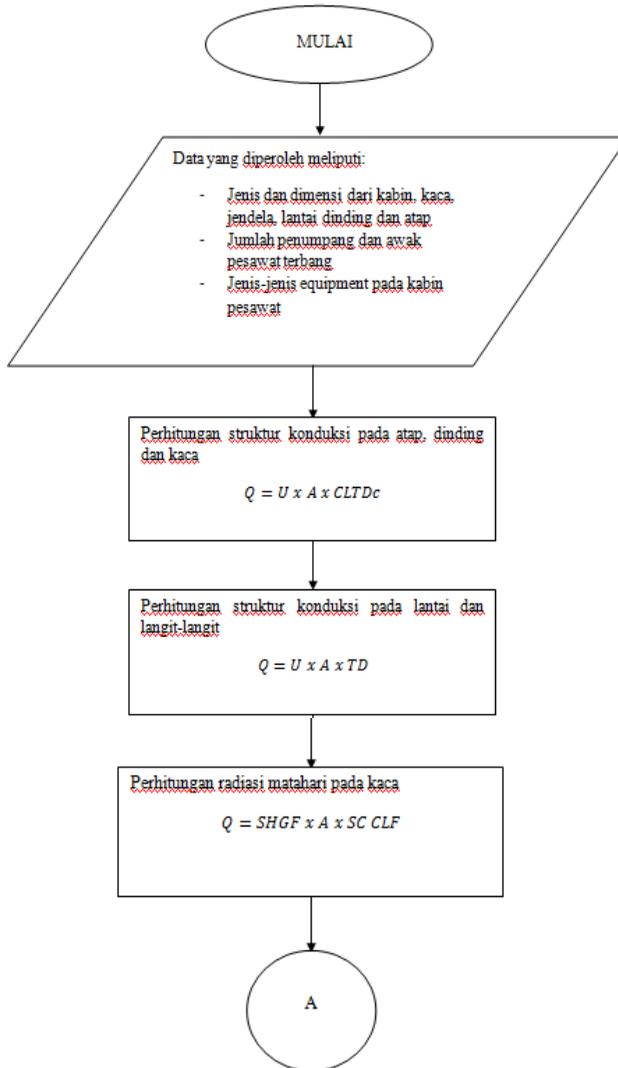


Gambar 3.13 Diagram alir secara umum

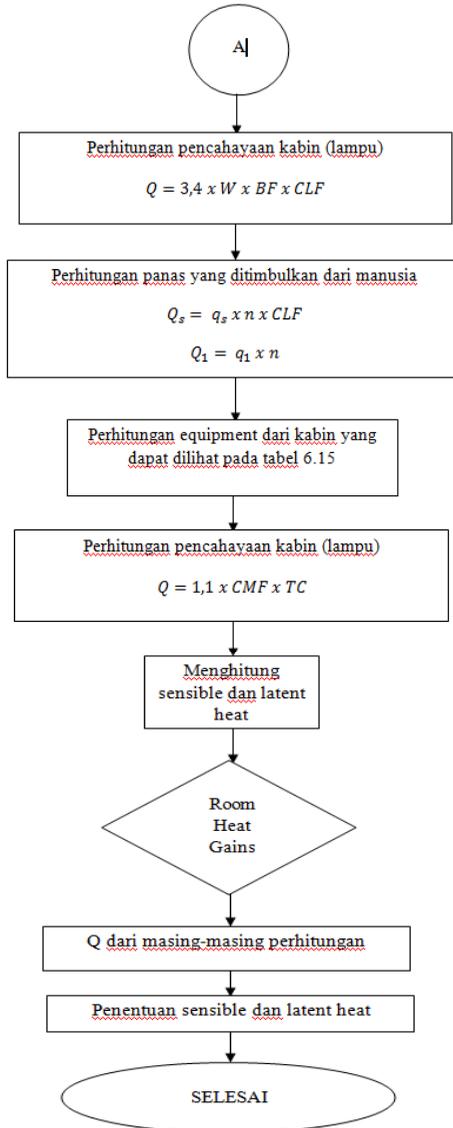


Gambar 3.14 Diagram alir secara umum lanjutan

3.4.2. Diagram Alir Perhitungan Room Heat Gains

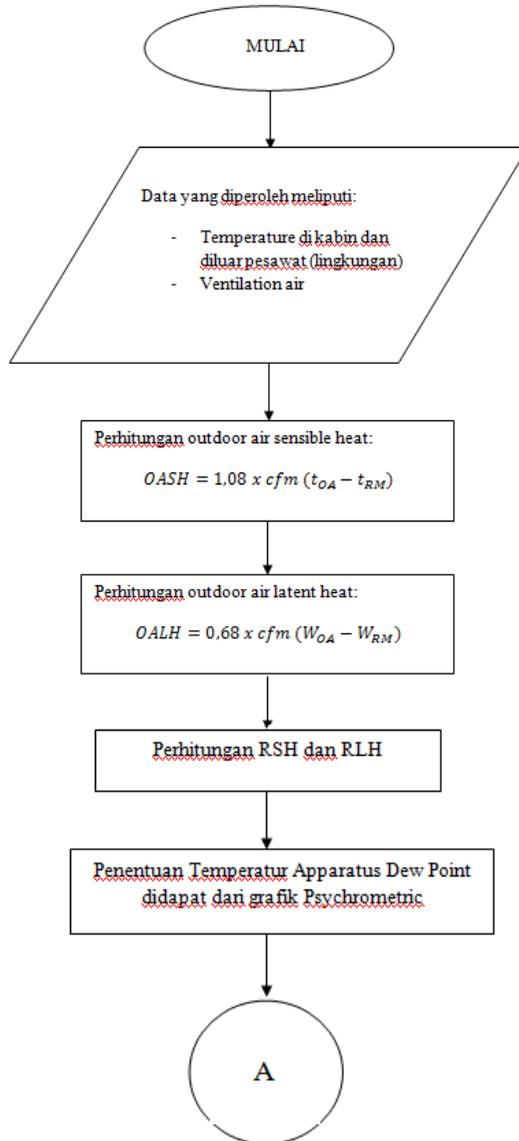


Gambar 3.15 Diagram alir perhitungan Room Heat Gains

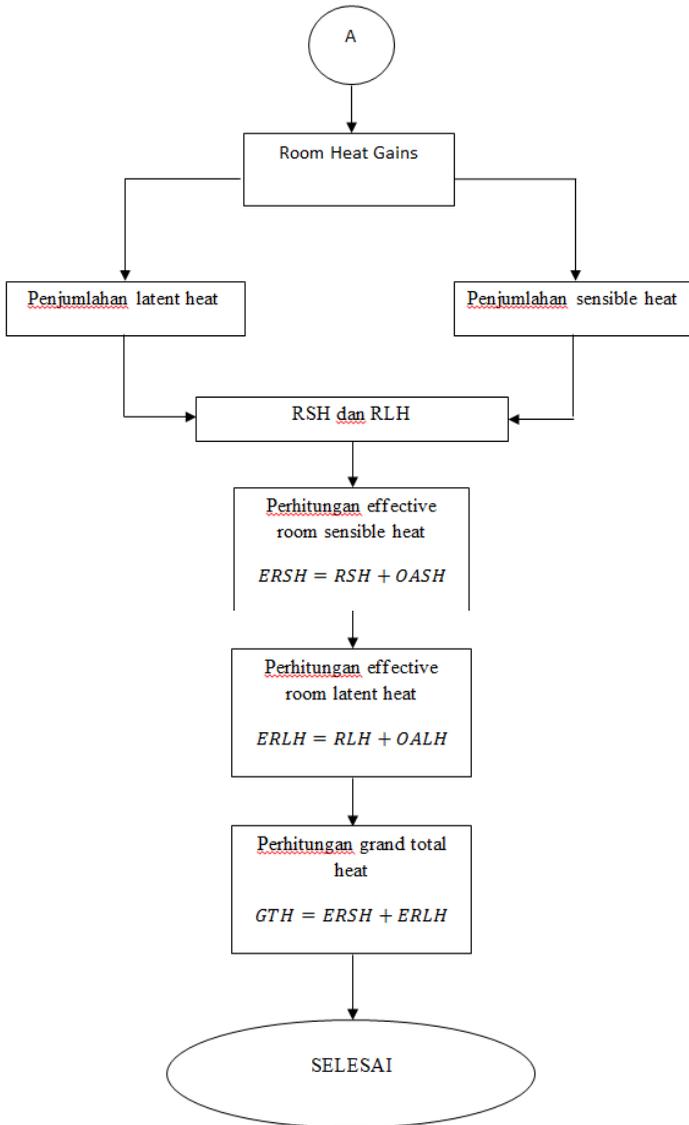


Gambar 3.16 Diagram alir perhitungan Room Heat Gains lanjutan

3.4.3. Diagram Alir Perhitungan Grand Total Heat



Gambar 3.17 Diagram alir perhitungan Grand Total Heat



Gambar 3.18 Diagram alir perhitungan Grand Total Heat Lanjutan

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

Dalam perhitungan beban pendinginan yang dialami pesawat Airbus 330-300 ketika terbang dari Amsterdam – Surabaya, penulis hanya menghitung beban pendinginan pada 2 keadaan yaitu pada kondisi *Ground idle*, dimana pesawat hanya berada dilandasan dan pada kondisi operasional pesawat *maximum cruise* dimana pesawat melakukan jelajah terbang pada ketinggian yang paling tinggi 40000 ft. beban panas dalam kabin pesawat Airbus 330-300 diperoleh dari:

1. Transmisi panas melalui badan pesawat meliputi : dinding, jendela, lantai, atap dan langit-langit.
2. Jumlah Penumpang dan awak pesawat.
3. Peralatan elektronik : lampu-lampu, alat intercom, minicomputer (tv pada kursi), lemari pendingin, coffeemaker, microwave.

4.1. Data-Data

Pengambilan data yang dilakukan pada 2 kondisi operasional pesawat yaitu pada masing-masing kondisi sebagai berikut:

1) *Ground Idle*

Pada kondisi ini pesawat terbang hanya bergerak dilandasan dan biasanya digunakan untuk *warming* atau pemanasan saja. Oleh karena itu panas yang dikeluarkan instrumen control, aksesoris dan *core engine* lebih sedikit dibandingkan kondisi lainnya, akan tetapi udara atmosfer yang menjadi fluida pendingin memiliki temperature paling tinggi.

2) *Maximum Cruise*

Kondisi ini merupakan kondisi operasional pesawat terbang yang paling tinggi, dimana pesawat melakukan terbang jelajah pada ketinggian 40000 ft. Temperatur udara atmosfer sangat rendah tetapi tidak mengandung uap air (kering) terutama diatas 22000.

Kondisi	<i>Ground Idle</i>	<i>Maximum Cruise</i>
T _{cabin} (°F)	75,2	75,2
T _{outdoor} (°F)	93,2	- 69,88
RH (%)	50	50
Cfm	365,598	
P (psi)	14,7	8
H (feet)	0	40000

Keterangan:

T_{cabin} = Temperatur didalam kabin (°F)

T_{outdoor} = Temperatur diluar pesawat (°F)

RH = Ratio Humidity (%)

Cfm = Jumlah suplai udara, *Cubic Feet per Minute* (cfm)

P = Tekanan (psi)

H = Ketinggian (feet)

Tabel 4.1. Data Penerbangan Amsterdam - Surabaya

4.2. Perhitungan Pada Kondisi *Ground Idle*

4.2.1. Perhitungan *Cooling Load*

Udara yang melalui bangunan menerima panas dari sejumlah sumber selama musim dingin. Jika suhu dan kelembaban udara harus dipertahankan pada tingkat yang nyaman, panas ini harus dihilangkan. Jumlah panas yang harus dikeluarkan disebut dengan beban pendinginan (*cooling load*).

Beban pendinginan harus ditentukan sebab beban pendinginan merupakan dasar untuk pemilihan ukuran peralatan pendingin udara dan sistem distribusi yang tepat. Biasanya

digunakan juga untuk menganalisa penggunaan energi dan konservasi.

Pada perhitungan *cooling load* ini di dasarkan pada data-data dari katalog *Aircraft Training Manual Airbus 330-300* dan tabel dari buku *Air Conditioning Principles and Systems* karya Edward G. Pita dan disertai dengan data lapangan yang digunakan pada saat proses pendinginan dan pengondisian udara pada kabin pesawat terbang sedang berlangsung. Data dan spesifikasi dari pesawat terbang Airbus 330-300 dapat dilihat pada BAB III. Di dalam kabin diasumsikan seperti gambar berikut:

4.2.1.1. Perhitungan Struktur Konduksi Pada Atap, dinding dan kaca

Pada perhitungan struktur konduksi pada atap, dinding dan kaca ini menggunakan persamaan:

$$Q = U \times A \times CLTD_c \quad (4.1)$$

Dimana:

$Q =$ *Cooling load* dari atap, dinding dan kaca $\left(\frac{BTU}{hr}\right)$

$U =$ Koefisien perpindahan panas yang terjadi pada atap, dinding dan kaca $\left(\frac{BTU}{hr.ft^3.F}\right)$

$A =$ Luas dari atap, dinding dan kaca (ft^2)

$CLTD_c =$ *Corrected cooling load temperature difference* (F)

Dimana nilai U didapat dari tabel 6.1 untuk atap, tabel 6.3 untuk dinding dan tabel A.8 untuk kaca. Sedangkan untuk mencari nilai dari $CLTD_c$ menggunakan persamaan:

$$CLTD_c = CLTD + LM + (78 - t_R) + (t_a - 85) \quad (4.2)$$

Dimana:

$CLTD =$ Temperatur yang didapat dari tabel 6.1, 6.2 atau 6.5 (F)

$LM =$ *correct for latitude and month* yang didapat dari tabel 6.4

$t_R =$ Temperatur ruangan (F)

t_a = Rata-rata temperatur luar (F), dimana didapat dari:

$$t_a = t_o - \frac{DR}{2} \quad (4.3)$$

Dimana t_o sendiri adalah *dry bulb* temperatur luar (F) yang didapat dari tabel A.9.

1) Atap

✓ Dari tabel 6.1, atap yang digunakan adalah tipe No. 1 dengan *suspended ceiling* pada 2 PM (14 hrs) maka didapatkan $CLTD = 77$ °F.

✓ Untuk mencari $CLTD_c$, dari persamaan 4.2, maka :

A. Didapatkan *latitude* (tabel A.9) dari Amsterdam adalah 52° N. Mencari nilai LM (tabel 6.4) dengan menggunakan 48° N, dimana atap pesawat diasumsikan datar horizontal. Pada bulan Juni, LM = 2 °F.

B. Menggunakan persamaan 4.3 untuk mendapatkan t_a , dimana pertama harus menentukan t_o dan DR dari tabel A.9. Amsterdam memiliki $t_o = 80$ °F dan DR = 15 °F. Maka :

$$t_a = 80 - \frac{15}{2} = 72,5 \text{ } ^\circ F$$

C. Maka :

$$\begin{aligned} CLTD_c &= CLTD + LM + (78 - t_R) + (t_a - 85) \\ CLTD_c &= 77 + (2) + (78 - 75,2) + (72,5 - 85) \\ CLTD_c &= 69,3 \text{ } ^\circ F \end{aligned}$$

D. Dari tabel 6.1 didapatkan $U = 0,134 \left(\frac{BTU}{hr.ft^3.F} \right)$

E. Luas dari atap

$$A = 208,9 \text{ ft} \times 197,8 \text{ ft} = 41320,42 \text{ ft}^2$$

✓ Gunakan persamaan 4.1 untuk mendapatkan *cooling load*,

$$\begin{aligned} Q &= U \times A \times CLTD_c \\ Q &= 0,134 \times 41320,42 \times 69,3 \end{aligned}$$

$$Q = 383709,68 \frac{BTU}{hr}$$

2) Dinding (asumsi menggunakan dinding sebelah barat)

- ✓ Gunakan tabel 6.3, dinding termasuk grup G.
- ✓ Dari tabel 6.2, CLTD = 41 °F.
- ✓ Dari tabel 6.4, LM = 2 °F.
- ✓ Menggunakan persamaan 4.3 untuk mendapatkan t_a , dimana pertama harus menentukan t_o dan DR dari tabel A.9. Amsterdam memiliki $t_o = 80$ °F dan DR = 15 °F. Maka :

$$t_a = 80 - \frac{15}{2} = 72,5 \text{ } ^\circ F$$

- ✓ Maka :

$$CLTD_c = CLTD + LM + (78 - t_R) + (t_a - 85)$$

$$CLTD_c = 41 + (2) + (78 - 75,2) + (72,5 - 85)$$

$$CLTD_c = 33,3 \text{ } F$$

- ✓ Dari tabel 6.3, $U = 0,134 \left(\frac{BTU}{hr.ft^3.F} \right)$

- ✓ Luas dari dinding:

$$A = 208,9 \text{ ft} \times 197,8 \text{ ft} = 41320,42 \text{ ft}^2$$

- ✓ Gunakan persamaan 4.1, untuk mendapatkan *cooling load*,

$$Q = U \times A \times CLTD_c$$

$$Q = 0,134 \times 41320,42 \times 69,3$$

$$Q = 383709,68 \frac{BTU}{hr}$$

3) Kaca Jendela

- ✓ Dari tabel 6.5, (2 PM = 14 hrs), CLTD = 13 F.
- ✓ Dari tabel A.8, dengan *double glass $\frac{3}{8}$ in, air space type of frame is aluminum, summer* didapatkan :

$$U = 0,56 \frac{BTU}{hr.ft^3.F}$$

- ✓ Luas dari Kaca Jendela

$$A = 1,125 \text{ ft} \times 1,5 \text{ ft} = 1,6875 \text{ ft}^2$$

- ✓ Gunakan persamaan 4.1, untuk mendapatkan *cooling load*,

$$Q = U \times A \times CLTD_c$$

$$Q = 0,56 \times 1,6875 \times 13$$

$$Q = 12,285 \frac{BTU}{hr}$$

4.2.1.2. Perhitungan Struktur Konduksi Pada Lantai

Pada perhitungan struktur konduksi pada lantai menggunakan persamaan:

$$Q = U \times A \times TD \quad (4.4)$$

Dimana:

$$Q = \text{Cooling load dari lantai} \left(\frac{BTU}{hr} \right)$$

$$U = \text{Koefisien perpindahan panas yang terjadi pada lantai} \left(\frac{BTU}{hr.ft^3.F} \right)$$

$$A = \text{Luas dari atap, dinding dan kaca (ft}^2\text{)}$$

$$TD = t_H - t_L = \text{Perbedaan temperatur yang dikondisikan dengan yang tidak dikondisikan, temperature tinggi (t}_H\text{) dan temperature rendah (t}_L\text{) (F)}$$

Perhitungan pada lantai adalah sebagai berikut :

- ✓ Dari tabel A.4, dimana :

1. Lapisan pertamanya adalah karpet (*carpet and rubber pad*)

$$\text{didapatkan } R_1 = 1,23 \frac{hr.ft^3.F}{BTU} .$$

2. Lapisan keduanya adalah *aluminum, insulating-board*

$$\text{backed nominal } 0,375 \text{ in, foil backed, } R_2 = 2,96 \frac{hr.ft^3.F}{BTU} .$$

3. Maka nilai U :

$$U = \frac{1}{R_o}$$

$$U = \frac{1}{R_1 + R_2}$$

$$U = \frac{1}{1,23 + 2,96}$$

$$U = 0,239 \frac{BTU}{hr.ft^3.F}$$

- ✓ Luas dari lantai

$$A = 11,7 \text{ ft} \times 80 \text{ ft} = 936 \text{ ft}^2$$

- ✓ Dimana $TD = 93,2 \text{ } ^\circ\text{F} - 75,2 \text{ } ^\circ\text{F} = 18 \text{ } ^\circ\text{F}$
- ✓ Gunakan persamaan 4.4 untuk mendapatkan *cooling load*,

$$Q = U \times A \times TD$$

$$Q = 0,239 \times 936 \times 18$$

$$Q = 4026,672 \frac{BTU}{hr}$$

4.2.1.3. Perhitungan Radiasi Sinar Matahari Pada Kaca

Pada perhitungan radiasi sinar matahari pada kaca menggunakan persamaan:

$$Q = SHGF \times A \times SC \times CLF \quad (4.5)$$

Dimana:

$$Q = \text{Cooling load dari lantai} \left(\frac{BTU}{hr} \right)$$

$$SHGF = \text{maximum solar heat gain factor} \left(\frac{BTU}{hr.ft^3} \right)$$

$$A = \text{Luas dari atap, dinding dan kaca (ft}^2\text{)}$$

$$SC = \text{Shading coefficient}$$

$$CLF = \text{cooling load factor dari kaca, asumsi } CLF = 1.$$

Perhitungannya adalah sebagai berikut :

- ✓ Dari tabel 6.6, $SHGF = 215$
- ✓ Luas dari Kaca Jendela

$$A = 1,125 \text{ ft} \times 1,5 \text{ ft} = 1,6875 \text{ ft}^2$$

- ✓ Dari tabel 6.7, SC = 0,4
- ✓ Dari table 6.8, CLF glass = 0,53

- ✓ Gunakan persamaan 4.5 untuk mendapatkan *cooling load*,

$$Q = SHGF \times A \times SC \times CLF$$

$$Q = 215 \times 1,6875 \times 0,4 \times 0,53$$

$$Q = 76,91625 \frac{BTU}{hr}$$

4.2.1.4. Perhitungan Pada Manusia

Pada perhitungan terhadap manusia menggunakan persamaan:

$$Q_s = q_s \times n \times CLF \quad (4.6)$$

$$Q_l = q_l \times n \quad (4.7)$$

Dimana:

$$Q_s, Q_l = \text{sensible and latent heat gains} \left(\frac{BTU}{hr} \right)$$

$$q_s, q_l = \text{Sensible and latent heat gains per person} \left(\frac{BTU}{hr} \right)$$

n = jumlah manusia

CLF = *cooling load factor* dari kaca, asumsi CLF = 1.

Perhitungannya adalah sebagai berikut :

- ✓ Dari tabel 6.13, $q_s = 250 \frac{BTU}{hr}$, $q_l = 200 \frac{BTU}{hr}$.

- ✓ Jumlah manusia (n) = 274 orang.

- ✓ Gunakan persamaan 4.6 dan 4.7 untuk mendapatkan *cooling load*,

$$Q_s = 250 \times 274 \times 1 = 68500 \frac{BTU}{hr}$$

$$Q_l = 200 \times 274 = 54800 \frac{BTU}{hr}$$

$$Total\ Q = Q_s + Q_l = 123300 \frac{BTU}{hr}$$

4.2.1.5. Perhitungan Pada Peralatan/Equipment

Pada perhitungan terhadap *equipment* menggunakan tabel 6.15. maka perhitungannya adalah:

Peralatan	Q (BTU/hr)
<i>Communication/Transmission</i>	8500
<i>Minicomputer</i>	12000
<i>Cold Food/beverage</i>	2620
<i>Microwave</i>	1360
<i>Coffeemaker</i>	5120
Q_{total}	29600

4.2.1.6. Perhitungan Pencahayaan

Pada perhitungan pencahayaan menggunakan persamaan:

$$Q = 3,4 \times W \times BF \times CLF \quad (4.8)$$

Dimana:

$Q = \text{Cooling load}$ dari lantai $\left(\frac{BTU}{hr}\right)$

$W = \text{Kapasitas Pencahayaan (watt)}$

$BF = \text{Ballast Factor}$, $BF=1,25$ for *fluorescent lighting* dan $BF = 1$ for *incandescent lighting*.

$CLF = \text{cooling load factof}$ dari pencahayaan

Perhitungannya adalah sebagai berikut :

✓ Nilai W :

$$W = 15 \text{ watt} \times 300 = 4500 \text{ watt}$$

✓ Nilai BF adalah 1,25.

✓ Nilai $CLF = 1$.

✓ Gunakan persamaan 4.6 untuk mendapatkan *cooling load*,

$$Q = 3,4 \times W \times BF \times CLF$$

$$Q = 3,4 \times 4500 \times 1,25 \times 1$$

$$Q = 19125 \frac{BTU}{hr}$$

4.2.1.7. Perhitungan *Infiltrating*

Pada perhitungan *infiltrating* menggunakan persamaan:

$$Q = 1,1 \times CFM \times TC \quad (4.9)$$

Dimana:

$Q = \text{Cooling load}$ dari lantai ($\frac{BTU}{hr}$)

$CFM = \text{air infiltration rate into room}$ (CFM)

Dimana didapat dari :

$$CFM = ACH + \frac{V}{60} \quad (4.10)$$

ACH sendiri adalah *number air changes per hour* (tabel 6.22), sedangkan V adalah volume dari ruangan (ft^3).

TC = Perbedaan temperature dalam dan luar (F)

Perhitungannya adalah sebagai berikut :

✓ Dari tabel 6.22 ketika $T_o = 93,2$ °F dan merupakan *Tight class*, didapatkan hasil dari interpolasi adalah $ACH = 0.866/\text{hour}$.

✓ Nilai V:

$$V = P \times l \times t$$

$$V = 165,19 \text{ ft} \times 17,34 \text{ ft} \times 7,64 \text{ ft}$$

$$V = 21883,97 \text{ ft}^3$$

✓ Maka nilai CFM yang didapat dari persamaan 4.10 adalah

$$CFM = 0,866 + \frac{21883,97}{60}$$

$$CFM = 365,598 \text{ CFM}$$

✓ Gunakan persamaan 4.9 untuk mendapatkan *cooling load*,

$$Q = 1,1 \times CFM \times TC$$

$$Q = 1,1 \times 365,598 \times (93,2 - 75,2)$$

$$Q = 7238,84 \frac{BTU}{hr}$$

4.2.1.8. Perhitungan *Room Heat Gains*

Dimana terdapat *sensible* dan *latent heat* pada suatu ruangan. Dibawah ini jumlah dari masing-masing:

Room Heat Gains	Room Sensible Heat (RSH)	Room Latent Heat (RLH)
Struktur Konduksi Pada Atap, dinding dan kaca	767431,645	-
Struktur Konduksi Pada Lantai	4026,672	-
Radiasi Sinar Matahari Pada Kaca	45,40725	-
Pada Manusia	68500	54800
Pada Peralatan/ <i>Equipment</i>	-	-
Pencahayaan	19125	-
<i>Infiltrating</i>	-	7238,84
<i>Total</i> (BTU/hr)	859128,7243	62038,84

4.2.2. Perhitungan *Grand Total Heat* (GTH)

4.2.2.1. Perhitungan *Temperature Apparatus dew point* (t_{adp})

Dimana :

$$T_{cabin} = 75,2 \text{ } ^\circ\text{F DB}; 50\%$$

$$T_{outdoor} = 93,2 \text{ } ^\circ\text{F DB}; 81,6 \text{ } ^\circ\text{F WB}$$

Sehingga,

$$RSHF = \frac{RSH}{RSH + RLH} \quad (4.11)$$
$$RSHF = \frac{859128,7243}{859128,7243 + 62038,84}$$
$$RSHF = 0,93$$

Maka pada grafik *Psychrometric* didapat $T_{adp} = 49,8 \text{ } ^\circ\text{F}$

4.2.2.2. Perhitungan *Outdoor Air Sensible Heat*

Dimana :

$$Cfm = 365,598 \text{ cfm}$$

$$t_{\text{outdoor}} = 93,2 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$t_{\text{cabin}} = 75,2 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Sehingga,

$$OASH = 1,08 \times cfm(t_{\text{outdoor}} - t_{\text{cabin}}) \quad (4.12)$$

$$OASH = 1,08 \times 365,598 (93,2 - 75,2)$$

$$OASH = 7107,225 \frac{BTU}{hr}$$

4.2.2.3. Perhitungan *Outdoor Air Latent Heat*

Dimana :

$$Cfm = 365,598 \text{ cfm}$$

Dari grafik *Psychrometric*, ketika :

➤ $t_{\text{outdoor}} = 93,2 \text{ }^{\circ}\text{F DB} ; 81,6 \text{ }^{\circ}\text{F WB}$ didapatkan

$$W_{\text{outdoor}} = 139,4 \frac{\text{grains of moisture}}{\text{pound d.a}}$$

➤ $t_{\text{cabin}} = 75,2 \text{ }^{\circ}\text{F DB} ; \text{RH} = 50\%$ didapatkan

$$W_{\text{cabin}} = 62,9 \frac{\text{grains of moisture}}{\text{pound d.a}}$$

Sehingga,

$$OALH = 0,68 \times cfm(W_{\text{outdoor}} - W_{\text{cabin}}) \quad (4.13)$$

$$OALH = 0,68 \times 365,598 (139,4 - 62,9)$$

$$OALH = 19018,407 \frac{BTU}{hr}$$

4.2.2.4. Perhitungan *Effective Room Latent Heat (ERSH)*

Dimana :

$$RSH = 859128,7243 \frac{BTU}{hr}$$

$$OASH = 7107,225 \frac{BTU}{hr}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned}
 ERSH &= RSH + OASH & (4.14) \\
 ERSH &= 859128,7243 + 7107,225 \\
 ERSH &= 866235,9493 \frac{BTU}{hr}
 \end{aligned}$$

4.2.2.5. Perhitungan *Effective Room Sensible Heat (ERSH)*

Dimana :

$$\begin{aligned}
 RLH &= 62038,84 \frac{BTU}{hr} \\
 OALH &= 19018,407 \frac{BTU}{hr} \\
 \text{Sehingga,} \\
 ERLH &= RLH + OALH & (4.15) \\
 ERLH &= 62038,84 + 19018,407 \\
 ERLH &= 81057,247 \frac{BTU}{hr}
 \end{aligned}$$

4.2.2.6. Perhitungan *Grand Total Heat (GTH)*

Dimana :

$$\begin{aligned}
 ERSH &= 866235,9493 \frac{BTU}{hr} \\
 ERLH &= 81057,247 \frac{BTU}{hr} \\
 \text{Sehingga,} \\
 GTH &= ERSH + ERLH & (4.16) \\
 GTH &= 866235,9493 + 81057,247 \\
 GTH &= 947293,1963 \frac{BTU}{hr}
 \end{aligned}$$

4.3. Perhitungan Pada Kondisi *Maximum Cruise*

Pada kondisi ini maka terjadi perubahan temperatur yang sangat berpengaruh. Karena berhubungan dengan kecepatan maka sangat berhubungan dengan temperatur stagnasi.

$$T_2 = T_{2'} = T_1 + \frac{C^2}{2C_p} \quad (4.17)$$

Dimana:

T_2 = Temperatur *Outdoor* (K)

T_2' = Temperatur stagnasi (K)

T_1 = Temperatur didalam kabin (K)

C = *Speed of aircraft* (m/s)

C_p = Kalor Spesifik pada tekanan konstan (J/Kg.K)

Maka ketika :

$C = 913 \text{ km/h} = 253,611 \text{ m/s}$

$T_1 = 75,2 \text{ }^\circ\text{F} = 297,166 \text{ K}$

$C_p = 1004 \text{ (J/kg.K)}$

Sehingga dari persamaan 4.17 didapatkan:

$$T_2 = T_2' = 297,166 + \frac{253,611^2}{2(1004)}$$
$$T_2 = T_2' = 329,197 \text{ K} = 132,89 \text{ }^\circ\text{F}$$

4.3.1. Perhitungan *Cooling Load*

Udara yang melalui bangunan menerima panas dari sejumlah sumber selama musim dingin. Jika suhu dan kelembaban udara harus dipertahankan pada tingkat yang nyaman, panas ini harus dihilangkan. Jumlah panas yang harus dikeluarkan disebut dengan beban pendinginan (*cooling load*).

Beban pendinginan harus ditentukan sebab beban pendinginan merupakan dasar untuk pemilihan ukuran peralatan pendingin udara dan sistem distribusi yang tepat. Biasanya digunakan juga untuk menganalisa penggunaan energi dan konservasi.

Pada perhitungan *cooling load* ini di dasarkan pada data-data dari katalog *Aircraft Training Manual* Airbus 330-300 dan tabel dari buku *Air Conditioning Principles and Systems* karya Edward G. Pita dan disertai dengan data lapangan yang digunakan pada saat proses pendinginan dan pengondisian udara pada kabin pesawat terbang sedang berlangsung. Data dan spesifikasi dari

pesawat terbang Airbus 330-300 dapat dilihat pada BAB III. Di dalam kabin diasumsikan seperti gambar berikut:

4.3.1.1. Perhitungan Struktur Konduksi Pada Atap, dinding dan kaca

Pada perhitungan struktur konduksi pada atap, dinding dan kaca ini menggunakan persamaan:

$$Q = U \times A \times CLTD_c \quad (4.1)$$

Dimana:

$Q =$ Cooling load dari atap, dinding dan kaca $\left(\frac{BTU}{hr}\right)$

$U =$ Koefisien perpindahan panas yang terjadi pada atap, dinding dan kaca $\left(\frac{BTU}{hr.ft^3.F}\right)$

$A =$ Luas dari atap, dinding dan kaca (ft^2)

$CLTD_c =$ Corrected cooling load temperature difference (F)

Dimana nilai U didapat dari tabel 6.1 untuk atap, tabel 6.3 untuk dinding dan tabel A.8 untuk kaca. Sedangkan untuk mencari nilai dari $CLTD_c$ menggunakan persamaan:

$$CLTD_c = CLTD + LM + (78 - t_R) + (t_a - 85) \quad (4.2)$$

Dimana:

$CLTD =$ Temperatur yang didapat dari tabel 6.1, 6.2 atau 6.5 (F)

$LM =$ correct for latitude and month yang didapat dari tabel 6.4

$t_R =$ Temperatur ruangan (F)

$t_a =$ Rata-rata temperatur luar (F), dimana didapat dari:

$$t_a = t_o - \frac{DR}{2} \quad (4.3)$$

Dimana t_o sendiri adalah *dry bulb* temperatur luar (F) yang didapat dari tabel A.9.

4) Atap

- ✓ Dari tabel 6.1, atap yang digunakan adalah tipe No. 1 dengan *suspended* ceiling pada 2 PM (14 hrs) maka didapatkan $CLTD = 77^{\circ}F$.

- ✓ Untuk mencari $CLTD_c$, dari persamaan 4.2, maka :
 - F. Didapatkan *latitude* (tabel A.9) dari Amsterdam adalah 52° N. Mencari nilai LM (tabel 6.4) dengan menggunakan 48° N, dimana atap pesawat diasumsikan datar horizontal. Pada bulan juni, $LM = 2^{\circ}F$.
 - G. Menggunakan persamaan 4.3 untuk mendapatkan t_a , dimana pertama harus menentukan t_o dan DR dari tabel A.9. Amsterdam memiliki $t_o = 80^{\circ}F$ dan $DR = 15^{\circ}F$. Maka :

$$t_a = 80 - \frac{15}{2} = 72,5^{\circ}F$$

H. Maka :

$$\begin{aligned} CLTD_c &= CLTD + LM + (78 - t_R) + (t_a - 85) \\ CLTD_c &= 77 + (2) + (78 - 75,2) + (72,5 - 85) \\ CLTD_c &= 69,3 F \end{aligned}$$

I. Dari tabel 6.1 didapatkan $U = 0,134 \left(\frac{BTU}{hr.ft^3.F} \right)$

J. Luas dari atap

$$A = 208,9 \text{ ft} \times 197,8 \text{ ft} = 41320,42 \text{ ft}^2$$

- ✓ Gunakan persamaan 4.1 untuk mendapatkan *cooling load*,

$$\begin{aligned} Q &= U \times A \times CLTD_c \\ Q &= 0,134 \times 41320,42 \times 69,3 \\ Q &= 383709,68 \frac{BTU}{hr} \end{aligned}$$

5) Dinding (asumsi menggunakan dinding sebelah barat)

- ✓ Gunakan tabel 6.3, dinding termasuk grup G.
- ✓ Dari tabel 6.2, $CLTD = 41 F$.
- ✓ Dari tabel 6.4, $LM = 2^{\circ}F$.
- ✓ Menggunakan persamaan 4.3 untuk mendapatkan t_a , dimana pertama harus menentukan t_o dan DR dari tabel

A.9. Amsterdam memiliki $t_o = 80$ °F dan DR = 15 °F.
Maka :

$$t_a = 80 - \frac{15}{2} = 72,5 \text{ } ^\circ F$$

✓ Maka :

$$CLTD_c = CLTD + LM + (78 - t_R) + (t_a - 85)$$

$$CLTD_c = 41 + (2) + (78 - 75,2) + (72,5 - 85)$$

$$CLTD_c = 33,3 \text{ } F$$

✓ Dari tabel 6.3, $U = 0.134 \left(\frac{BTU}{hr.ft^3.F} \right)$

✓ Luas dari dinding:

$$A = 208,9 \text{ ft} \times 197,8 \text{ ft} = 41320,42 \text{ ft}^2$$

✓ Gunakan persamaan 4.1, untuk mendapatkan *cooling load*,

$$Q = U \times A \times CLTD_c$$

$$Q = 0.134 \times 41320,42 \times 33,3$$

$$Q = 184379,97 \frac{BTU}{hr}$$

6) Kaca Jendela

✓ Dari tabel 6.5, (2 PM = 14 hrs), CLTD = 13 F.

✓ Dari tabel A.8, dengan *double glass* $\frac{3}{8}$ in, *air space type of frame is aluminum, summer* didapatkan :

$$U = 0,56 \frac{BTU}{hr.ft^3.F}$$

✓ Luas dari Kaca Jendela

$$A = 1,125 \text{ ft} \times 1,5 \text{ ft} = 1,6875 \text{ ft}^2$$

✓ Gunakan persamaan 4.1, untuk mendapatkan *cooling load*,

$$Q = U \times A \times CLTD_c$$

$$Q = 0,56 \times 1,6875 \times 13$$

$$Q = 12,285 \frac{BTU}{hr}$$

4.3.1.2. Perhitungan Struktur Konduksi Pada Lantai

Pada perhitungan struktur konduksi pada lantai menggunakan persamaan:

$$Q = U \times A \times TD \quad (4.4)$$

Dimana:

Q = *Cooling load* dari lantai $\left(\frac{BTU}{hr}\right)$

U = Koefisien perpindahan panas yang terjadi pada lantai $\left(\frac{BTU}{hr.ft^3.F}\right)$

A = Luas dari atap, dinding dan kaca (ft^2)

TD = $t_H - t_L$ = Perbedaan temperatur yang dikondisikan dengan yang tidak dikondisikan, temperature tinggi (t_H) dan temperature rendah (t_L) (F)

Perhitungan pada lantai adalah sebagai berikut :

✓ Dari tabel A.4, dimana :

4. Lapisan pertamanya adalah karpet (*carpet and rubber pad*)

didapatkan $R_1 = 1,23 \frac{hr.ft^3.F}{BTU}$.

5. Lapisan keduanya adalah *aluminum, insulating-board*

backed nominal 0,375 in, foil backed, $R_2 = 2,96 \frac{hr.ft^3.F}{BTU}$.

6. Maka nilai U :

$$U = \frac{1}{R_o}$$
$$U = \frac{1}{R_1 + R_2}$$
$$U = \frac{1}{1,23 + 2,96}$$
$$U = 0,239 \frac{BTU}{hr.ft^3.F}$$

- ✓ Luas dari lantai

$$A = 11,7 \text{ ft} \times 80 \text{ ft} = 936 \text{ ft}^2$$

- ✓ Dimana $TD = 75,256 \text{ } ^\circ\text{F} - (75,2 \text{ } ^\circ\text{F}) = 0,056 \text{ } ^\circ\text{F}$

- ✓ Gunakan persamaan 4.4 untuk mendapatkan *cooling load*,

$$Q = U \times A \times TD$$

$$Q = 0,239 \times 936 \times 0,056$$

$$Q = 12,527 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

4.3.1.3. Perhitungan Radiasi Sinar Matahari Pada Kaca

Pada perhitungan radiasi sinar matahari pada kaca menggunakan persamaan:

$$Q = SHGF \times A \times SC \times CLF \quad (4.5)$$

Dimana:

$$Q = \text{Cooling load dari lantai} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \right)$$

$$SHGF = \text{maximum solar heat gain factor} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{hr.ft}^2} \right)$$

A = Luas dari atap, dinding dan kaca (ft^2)

SC = *Shading coefficient*

CLF = *cooling load factor* dari kaca, asumsi CLF pada 14.00 = 0,53

Perhitungannya adalah sebagai berikut :

- ✓ Dari tabel 6.6, SHGF = 215

- ✓ Luas dari Kaca Jendela

$$A = 1,125 \text{ ft} \times 1,5 \text{ ft} = 1,6875 \text{ ft}^2$$

- ✓ Dari tabel 6.7, SC = 0,4

- ✓ Gunakan persamaan 4.5 untuk mendapatkan *cooling load*,

$$Q = SHGF \times A \times SC \times CLF$$

$$Q = 215 \times 1,6875 \times 0,4 \times 0,53$$

$$Q = 76,916 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

4.3.1.4. Perhitungan Pada Manusia

Pada perhitungan terhadap manusia menggunakan persamaan:

$$Q_s = q_s \times n \times CLF \quad (4.6)$$

$$Q_l = q_l \times n \quad (4.7)$$

Dimana:

$Q_s, Q_l =$ sensible and latent heat gains $\left(\frac{BTU}{hr}\right)$

$q_s, q_l =$ Sensible and latent heat gains per person $\left(\frac{BTU}{hr}\right)$

$n =$ jumlah manusia

$CLF =$ cooling load factor people

Perhitungannya adalah sebagai berikut :

✓ Dari tabel 6.13, $q_s = 250 \frac{BTU}{hr}$, $q_l = 200 \frac{BTU}{hr}$.

✓ Jumlah manusia (n) = 274 orang.

✓ Gunakan persamaan 4.6 dan 4.7 untuk mendapatkan *cooling load*,

$$Q_s = 250 \times 274 \times 1 = 68500 \frac{BTU}{hr}$$

$$Q_l = 200 \times 274 = 54800 \frac{BTU}{hr}$$

$$Total Q = Q_s + Q_l = 123300 \frac{BTU}{hr}$$

4.3.1.5. Perhitungan Pada Peralatan/Equipment

Pada perhitungan terhadap *equipment* menggunakan tabel 6.15. maka perhitungannya adalah:

Peralatan	Q (BTU/hr)
<i>Communication/Transmission</i>	7600
<i>Minicomputer</i>	11250
<i>Cold Food/beverage</i>	2620
<i>Microwave</i>	1360
<i>Coffeemaker</i>	5120
Q_{total}	27950

4.3.1.6. Perhitungan Pencahayaan

Pada perhitungan pencahayaan menggunakan persamaan:

$$Q = 3,4 \times W \times BF \times CLF \quad (4.8)$$

Dimana:

Q = *Cooling load* dari lantai ($\frac{BTU}{hr}$)

W = Kapasitas Pencahayaan (*watt*)

BF = *Ballast Factor*, BF=1,25 for *fluorescent lighting* dan BF = 1 for *incandescent lighting*.

CLF = *cooling load factof* dari pencahayaan

Perhitungannya adalah sebagai berikut :

✓ Nilai W :

$$W = 15 \text{ watt} \times 300 = 4500 \text{ watt}$$

✓ Nilai BF adalah 1,25.

✓ Nilai CLF = 1.

✓ Gunakan persamaan 4.6 untuk mendapatkan *cooling load*,

$$Q = 3,4 \times W \times BF \times CLF$$

$$Q = 3,4 \times 4500 \times 1,25 \times 1$$

$$Q = 19125 \frac{BTU}{hr}$$

4.3.1.7. Perhitungan *Infiltrating*

Pada perhitungan *infiltrating* menggunakan persamaan:

$$Q = 1,1 \times CFM \times TC \quad (4.9)$$

Dimana:

$Q = \text{Cooling load}$ dari lantai ($\frac{BTU}{hr}$)

$CFM = \text{air infiltration rate into room}$ (CFM)

Dimana didapat dari :

$$CFM = ACH + \frac{V}{60} \quad (4.10)$$

ACH sendiri adalah *number air changes per hour* (tabel 6.22), sedangkan V adalah volume dari ruangan (ft^3).

TC = Perbedaan temperature dalam dan luar (F)

Perhitungannya adalah sebagai berikut :

✓ Dari tabel 6.22 ketika $T_o = 93,2$ °F dan merupakan *Tight class*, didapatkan hasil dari interpolasi adalah ACH = 0.866/hour.

✓ Nilai V:

$$V = P \times l \times t$$

$$V = 165,19 \text{ ft} \times 17,34 \text{ ft} \times 7,64 \text{ ft}$$

$$V = 21883,97 \text{ ft}^3$$

Maka nilai CFM yang didapat dari persamaan 4.10 adalah

$$CFM = 0,866 + \frac{21883,97}{60}$$

$$CFM = 365,598 \text{ CFM}$$

✓ Gunakan persamaan 4.9 untuk mendapatkan *cooling load*,

$$Q = 1,1 \times CFM \times TC$$

$$Q = 1,1 \times 365,598 \times (75,2 - (-65,2))$$

$$Q = 56462,955 \frac{BTU}{hr}$$

4.3.1.8. Perhitungan *Room Heat Gains*

Dimana terdapat *sensible* dan *latent heat* pada suatu ruangan. Dibawah ini jumlah dari masing-masing:

Room Heat Gains	Room Sensible Heat (RSH)	Room Latent Heat (RLH)
Struktur Konduksi Pada Atap, dinding dan kaca	568101,935	-
Struktur Konduksi Pada Lantai	31408,04	-
Radiasi Sinar Matahari Pada Kaca	76,916	-
Pada Manusia	68500	54800
Pada Peralatan/ <i>Equipment</i>	-	-
Pencahayaan	19125	-
<i>Infiltrating</i>	-	56462,955
<i>Total</i> (BTU/hr)	687211,891	111262,955

4.3.2. Perhitungan *Grand Total Heat (GTH)*

4.3.2.1. Perhitungan *Temperature Apparatus dew point* (t_{adp})

Dimana :

$$T_{cabin} = 75,2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{outdoor} = -67 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$P_{udara} = 14,7 \text{ psi}$$

P_w = *partial pressure of water vapor at dry bulb temperature* (pada ketinggian 40000 ft ; $P_w = 2,72$)

P_a = *partial pressure of dry air*

$$W = 0,622 \frac{P_w}{P_a}$$

$$W = 0,622 \frac{2,72}{14,7 - 2,72}$$

$$W = 0,141$$

Maka pada *Psychrometric chart* (*catt3*) didapat $T_{adp} = 137,6$

4.3.2.2. Perhitungan *Outdoor Air Sensible Heat*

Dimana :

$$Cfm = 365,598 \text{ cfm}$$

$$t_{\text{outdoor}} = -67^{\circ}\text{F}$$

$$t_{\text{cabin}} = 75,2^{\circ}\text{F}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} OASH &= 1,08 \times cfm(t_{\text{outdoor}} - t_{\text{cabin}}) \\ OASH &= 1,08 \times 365,598 ((-67) - 75,2) \\ OASH &= -56147,078 \frac{BTU}{hr} \end{aligned}$$

4.3.2.3. Perhitungan *Outdoor Air Latent Heat*

Dimana :

$$Cfm = 365,598 \text{ cfm}$$

Dari *Psychrometric chart (Cat3)*, ketika :

➤ $t_{\text{outdoor}} = -67^{\circ}\text{F DB}$ didapatkan

$$W_{\text{outdoor}} = 0,0141 \frac{\text{grains of moisture}}{\text{pound d.a}}$$

➤ $t_{\text{cabin}} = 75,2^{\circ}\text{F DB}$; RH = 50% didapatkan

$$W_{\text{cabin}} = 0,009297 \frac{\text{grains of moisture}}{\text{pound d.a}}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} OALH &= 0,68 \times cfm(W_{\text{outdoor}} - W_{\text{cabin}}) \\ OALH &= 0,68 \times 365,598(0,0141 - 0,009297) \\ OALH &= 1,194 \frac{BTU}{hr} \end{aligned}$$

4.3.2.4. Perhitungan *Effective Room Latent Heat (ERSH)*

Dimana :

$$RSH = 687211,891 \frac{BTU}{hr}$$

$$OASH = 1,194 \frac{BTU}{hr}$$

Sehingga,

$$ERSH = RSH + OASH$$

$$ERSH = 687211,891 + (1,194)$$

$$ERSH = 687213,085 \frac{BTU}{hr}$$

4.3.2.5. Perhitungan *Effective Room Sensible Heat (ERSH)*

Dimana :

$$RLH = 111262,955 \frac{BTU}{hr}$$

$$OALH = -17398,96 \frac{BTU}{hr}$$

Sehingga,

$$ERLH = RLH + OALH$$

$$ERLH = 111262,955 + 687213,085$$

$$ERLH = 798476,04 \frac{BTU}{hr}$$

4.3.2.6. Perhitungan *Grand Total Heat (GTH)*

Dimana :

$$ERSH = 687213,085 \frac{BTU}{hr}$$

$$ERLH = 798476,04 \frac{BTU}{hr}$$

Sehingga,

$$GTH = ERSR + ERLH$$

$$GTH = 687213,085 + 798476,04$$

$$GTH = 148569,13 \frac{BTU}{hr}$$

BAB V

KESIMPULAN DAN REKOMENDASI

5.1 Kesimpulan

Adapun kesimpulan yang di dapat dari penulisan Tugas Akhir ini adalah :

1. Sistem pengondisian udara pada pesawat Airbus 330-300 ini menggunakan *Air Cycle Refrigeration System*, karena lebih efisien, baik dari segi berat komponennya maupun dimensi serta kontruksinya dari pada *Vapor Compression Cycle*. Jenis *Air Cycle Refrigeration* yang digunakan adalah *Open System* dengan jenis *Bootstrap*.
2. Beberapa factor yang juga berpengaruh pada perhitungan beban pendinginan pada kabin pesawat diantaranya adalah ; ukuran pesawat, jumlah penumpang, tujuan keberangkatan, jam dan bulan keberangkatan pesawat.
3. Dari hasil perhitungan beban pendingin yang didapat pada saat kondisi *Ground Idle* adalah sebesar $947293,1963 \frac{BTU}{hr}$, sedangkan pada saat kondisi *Maximum Cruise* adalah sebesar $148569,13 \frac{BTU}{hr}$.
4. Kelebihan daya pada turbin pendingin adalah untuk mensuplai udara ke *cargo compartment*, *flight compartment*, *toilet*, *crew rest*, dan untuk keadaan darurat.
5. Beban terbesar yang harus ditanggung oleh sistem pendingin pesawat adalah pada saat kondisi *Ground Idle* atau pada saat pesawat masih berada darat. Ini dikarenakan perbedaan temperatur luar dan didalam kabin lebih besar dibandingkan dengan kondisi *Maximum Cruise*. Dan juga dipengaruhi kecepatan angin yang cukup rendah.

5.1 Saran

1. Perlu disetting kembali kondisi temperatur pada kabin pesawat pada saat pesawat sedang jelajah terbang, sebab terkadang temperatur dari pendingin (AC) terlalu dingin sehingga membuat penumpang menjadi tidak nyaman.
2. Ada beberapa data yang sulit untuk didapatkan disebabkan karena sistem pengondisian udara pada pesawat terbang saat ini dikendalikan secara otomatis tidak lagi secara manual, jadi dibutuhkan lebih banyak waktu dan analisa lebih lanjut jika ingin mendapatkan perhitungan secara real (tanpa asumsi).
3. Lebih mendalami dan mempelajari lebih lanjut pengondisian udara pada pesawat terbang dengan refrigerant udara.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Surabaya, 10 juni 1993, merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu, SDN Barata Jaya Surabaya, SMP Muhammadiyah 5 Surabaya, dan SMAN 20 Surabaya. Pada tahun 2011 Penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin FTI – ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 2111030001 . Konversi Energi merupakan bidang studi yang dipilih penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan baik di bidang akademik maupun non akademik. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan pelatihan untuk menunjang softskill. Kegiatan yang pernah diikutinya antara lain : Pelatihan LKMM Pra TD. Pelatihan LKMM TD, Pelatihan Jurnalistik Dasar dari BEM-FTI. Penulis juga sering mengikuti kepanitian perlombaan otomotif Antara lain : panitia pelaksana jatim slalom *youth* 2013 & 2014, panitia pelaksana lomba gokart, panitia pelaksana *drift & gymkhana race* 2012. Penulis juga pernah mengikuti perlombaan tingkat nasional dan menjadi juara 1 dalam kegiatan *Indonesia Energy Marathon Challenge* (IEMC 2013). Penulis juga pernah melaksanakan kerja Praktek di PT. Indonesia Power, Perak-Grati. selama satu bulan pada 01 s/d 30 juli 2013 di bidang *Maintenance* di *workshop Mechanic*.

Penulis juga telah melakukan pengambilan data di PT. Garuda *Maintenance Facility Aeroasia*.

DAFTAR PUSTAKA

1. Arora, C P. *Refrigeration and Air Conditioning*. McGraw Hill Book Company, Second Edition, New York, 2006.
2. A330-300 aircraft: A330-300 range, specifications (dimensions, seating capacity, performance), cabin | Airbus | Airbus, a leading aircraft manufacturer. <http://www.airbus.com/aircraftfamilies/passengeraircraft/a330family/a330-300/>
3. Carrier Air Conditioning Company. *Handbook Of Air Conditioning System Design*. McGraw-Hill Book Company, Taiwan Edition, New York, 2006.
4. <http://www.pilotfriend.com/aeromed/medical/images/10.gif>
5. Pita, Edward G. *Air Conditioning Principles And Systems*. Prentice-Hall of India, Fourth Edition, New Delhi, 2003.
6. Stoecker, W.F. and Jones, J.W. *Refrigerasi Dan Pengondisian Udara*. Alih Bahasa Ir. Supratman Hara, Erlangga, Jakarta, 1989.
7. Wikipedia bahasa Indonesia, ensiklopedia bebas. *Airbus A330*. http://id.wikipedia.org/wiki/Airbus_A330#Spesifikasi

LAMPIRAN 1 : Tabel konversi

TABLE A.1 Conversion Factors

Area	
1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²
1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²
1 m ² = 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²
Conductivity	
1 W/m-K = 1 J/s-m-K = 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K
Density	
1 kg/m ³ = 0.06242797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1 kg/L	
Energy	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m ² /s ²	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J = 1.28507 × 10 ⁻³ Btu
1 cal (Int.) = 4.1868 J	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ = 778.1693 lbf-ft
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J	
Force	
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
Gravitation	
g = 9.80665 m/s ²	g = 32.17405 ft/s ²
Heat capacity, specific entropy	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K
Heat flux (per unit area)	
1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h-ft ²	1 Btu/h-ft ² = 3.15459 W/m ²
Heat transfer coefficient	
1 W/m ² -K = 0.176 11 Btu/h-ft ² -R	1 Btu/h-ft ² -R = 5.67826 W/m ² -K
Length	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m

LAMPIRAN 2 : Lanjutan

TABLE A.1 (Continued) *Conversion Factors*

Specific kinetic energy (V^2)

$$1 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 0.001 \text{ kJ/kg}$$

$$1 \text{ kJ/kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$1 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = 3.9941 \times 10^{-5} \text{ Btu/lbm}$$

$$1 \text{ Btu/lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$$

Specific potential energy (Zg)

$$1 \text{ m-g}_{\text{int}} = 9.80665 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$$

$$= 4.21607 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$$

$$1 \text{ ft-g}_{\text{int}} = 1.0 \text{ lbf-ft/lbm}$$

$$= 0.001285 \text{ Btu/lbm}$$

$$= 0.002989 \text{ kJ/kg}$$

Specific volume

$$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 1 \text{ L/kg}$$

$$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 16.01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$$

$$1 \text{ ft}^3/\text{lbm} = 0.062428 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Temperature

$$1 \text{ K} = 1^\circ\text{C} = 1.8 \text{ R} = 1.8 \text{ F}$$

$$\text{TC} = \text{TK} - 273.15$$

$$= (\text{TF} - 32)/1.8$$

$$\text{TK} = \text{TR}/1.8$$

$$1 \text{ R} = (5/9) \text{ K}$$

$$\text{TF} = \text{TR} - 459.67$$

$$= 1.8 \text{ TC} + 32$$

$$\text{TR} = 1.8 \text{ TK}$$

Universal Gas Constant

$$\text{R} = N_0 k = 8.31451 \text{ kJ/kmol-K}$$

$$= 1.98589 \text{ kcal/kmol-K}$$

$$= 82.0578 \text{ atm-L/kmol-K}$$

$$\text{R} = 1.98589 \text{ Btu/lbmol-R}$$

$$= 1545.36 \text{ lbf-ft/lbmol-R}$$

$$= 0.73024 \text{ atm-ft}^3/\text{lbmol-R}$$

$$= 10.7317 (\text{lbf/in.}^2)\text{-ft}^3/\text{lbmol-R}$$

Velocity

$$1 \text{ m/s} = 3.6 \text{ km/h}$$

$$= 3.28084 \text{ ft/s}$$

$$= 2.23694 \text{ mi/h}$$

$$1 \text{ km/h} = 0.27778 \text{ m/s}$$

$$= 0.91134 \text{ ft/s}$$

$$= 0.62137 \text{ mi/h}$$

$$1 \text{ ft/s} = 0.681818 \text{ mi/h}$$

$$= 0.3048 \text{ m/s}$$

$$= 1.09728 \text{ km/h}$$

$$1 \text{ mi/h} = 1.46667 \text{ ft/s}$$

$$= 0.44704 \text{ m/s}$$

$$= 1.609344 \text{ km/h}$$

Volume

$$1 \text{ m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$$

$$1 \text{ L} = 1 \text{ dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$$

$$1 \text{ Gal (US)} = 3.785412 \text{ L}$$

$$= 3.785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ ft}^3 = 2.831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ in.}^3 = 1.6387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ Gal (UK)} = 4.546090 \text{ L}$$

$$1 \text{ Gal (US)} = 231.00 \text{ in.}^3$$

LAMPIRAN 3 : Lanjutan

TABLE A.1 (Continued) Conversion Factors

Mass

1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989×10^{-5} kg	1 ton	= 2000 lbm

Moment (torque)

1 N·m	= 0.737 562 lbf·ft	1 lbf·ft	= 1.355 818 N·m
-------	--------------------	----------	-----------------

Momentum (mV)

1 kg·m/s	= 7.232 94 lbm·ft/s	1 lbm·ft/s	= 0.138 256 kg·m/s
	= 0.224809 lbf·s		

Power

1 W	= 1 J/s = 1 N·m/s	1 lbf·ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf·ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf·ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h

Pressure

1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m·s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0×10^5 Pa = 100 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
1 atm	= 101.325 kPa		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 1.01325 bar		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 760 mm Hg [0°C]		
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]		
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. ²
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa		

Specific energy

1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf·ft/lbm	1 lbf·ft/lbm	= 2.98907×10^{-3} kJ/kg
			= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

Richard E. Sonntag, Claus Borgnakke, Gordon J. Van Wylen
(Fundamentals of Thermodynamic Fifth Edition)

LAMPIRAN 4 : Properties of Common Gases at STP

Table A.6

Thermodynamic Properties of Common Gases at STP^a

Gas	Chemical Symbol	Molecular Mass, M_m	R^b ($\frac{J}{kg \cdot K}$)	c_p ($\frac{J}{kg \cdot K}$)	c_v ($\frac{J}{kg \cdot K}$)	$k = \frac{c_p}{c_v}$ (\sim)	R^b ($\frac{ft \cdot lbf}{lbm \cdot ^\circ R}$)	c_p ($\frac{Btu}{lbm \cdot ^\circ R}$)	c_v ($\frac{Btu}{lbm \cdot ^\circ R}$)
Air		28.98	286.9	1004	717.4	1.40	53.33	0.2399	0.1713
Carbon dioxide	CO ₂	44.01	188.9	840.4	651.4	1.29	35.11	0.2007	0.1556
Carbon monoxide	CO	28.01	296.8	1039	742.1	1.40	55.17	0.2481	0.1772
Helium	He	4.003	2077	5225	3147	1.66	386.1	1.248	0.7517
Hydrogen	H ₂	2.016	4124	14,180	10,060	1.41	766.5	3.388	2.402
Methane	CH ₄	16.04	518.3	2190	1672	1.31	96.32	0.5231	0.3993
Nitrogen	N ₂	28.01	296.8	1039	742.0	1.40	55.16	0.2481	0.1772
Oxygen	O ₂	32.00	259.8	909.4	649.6	1.40	48.29	0.2172	0.1551
Steam ^c	H ₂ O	18.02	461.4	~ 2000	~ 1540	~ 1.30	85.78	~ 0.478	~ 0.368

Source: Data from References [7, 16, 17].

^aSTP = standard temperature and pressure, $T = 15^\circ C = 59^\circ F$ and $p = 101.325 \text{ kPa (abs)} = 14.696 \text{ psia}$.

^b $R = R_u/M_m$; $R_u = 8314.3 \text{ J/(kgmol} \cdot \text{K)} = 1545.3 \text{ ft} \cdot \text{lbf/(lbmol} \cdot \text{ }^\circ \text{R)}$; $1 \text{ Btu} = 778.2 \text{ ft} \cdot \text{lbf}$.

^cWater vapor behaves as an ideal gas when superheated by $55^\circ C$ ($100^\circ F$) or more.

LAMPIRAN 5: Thermal Resistance R Building And Insulating Materials

TABLE A.4 THERMAL RESISTANCE R OF BUILDING AND INSULATING MATERIALS
(hr · ft²-F/BTU)

Description	Density lb/ft ³	Resistance (R)	
		Per Inch	Per Listed Thickness
BUILDING BOARD			
Boards, Panels, Subflooring, Sheathing			
Woodboard Panel Products			
Asbestos-cement board	120	0.25	--
Asbestos-cement board 0.125 in.	120	--	0.03
Asbestos-cement board 0.25 in.	120	--	0.06
Gypsum or plaster board	50	--	0.32
Gypsum or plaster board 0.5 in.	50	--	0.45
Gypsum or plaster board 0.625 in.	50	--	0.56
Plywood (Douglas Fir)	34	1.25	--
Plywood (Douglas Fir) 0.25 in.	34	--	0.31
Plywood (Douglas Fir) 0.375 in.	34	--	0.47
Plywood (Douglas Fir) 0.5 in.	34	--	0.62
Plywood (Douglas Fir) 0.625 in.	34	--	0.77
Plywood or wood panels	34	--	0.93
Vegetable fiber board			
Sheathing, regular density	18	--	1.32
..... 0.78125 in.	18	--	2.06
Sheathing, intermediate density	22	--	1.22
..... 0.5 in.	25	--	1.14
Nail-base sheathing	18	--	0.94
..... 0.375 in.	18	--	0.78
Shingle backer	15	--	1.35
..... 0.3125 in.	18	--	1.25
Sound deadening board	15	--	1.89
..... 0.5 in.	18	--	--
..... 0.75 in.	18	--	--
Laminated paperboard			
..... 0.5 in.	30	2.00	--
..... 0.75 in.	30	2.00	--
Homogeneous board from repulped paper			
Hardboard			
..... 0.5 in.	50	1.37	--
..... 0.75 in.	55	1.22	--
..... 1.0 in.	63	1.00	--
Particleboard			
..... 0.5 in.	37	1.85	--
..... 0.75 in.	50	1.06	--
..... 1.0 in.	62.5	0.85	--
..... 1.5 in.	40	--	0.82
Underlayment	40	--	0.82
..... 0.625 in.	40	--	0.94
..... 0.75 in.	40	--	0.94
Wood subfloor	40	--	0.94

LAMPIRAN 6 : Lanjutan

TABLE A-1 (Continued)

Description	Density lb/ft ³	Resistance (R)	
		Per Inch	Per Listed Thickness
BUILDING MEMBRANE			
Vapor—permeable felt	**	**	0.06
Vapor—seal, 2 layers of mopped 15-lb felt	**	**	0.12
Vapor—seal, plastic film	**	**	Negl.
FINISH FLOORING MATERIALS			
Carpet and fibrous pad	**	**	2.08
Carpet and rubber pad	**	**	1.23
Cork tile	0.125 in.	**	0.28
Terrazzo	1 in.	**	0.08
Tile—asphalt, linoleum, vinyl, rubber vinyl asbestos	**	**	0.05
ceramic	**	**	**
Wood, hardwood finish	0.75 in.	**	0.68
INSULATING MATERIALS			
Blanket and Batt			
Mineral fiber, fibrous form processed from rock, slag, or glass			
approx. 2–2.75 in.	0.3–2.0	**	7
approx. 3–3.5 in.	0.3–2.0	**	11
approx. 3.50–6.5 in.	0.3–2.0	**	19
approx. 6–7 in.	0.3–2.0	**	22
approx. 8.5 in.	0.3–2.0	**	30

LAMPIRAN 7 : Lanjutan

TABLE A.4 (Continued)

Description	Density lb/ft ³	Resistance (R)	
		Per Inch	Per Listed Thickness
Board and Slabs			
Cellular glass.....	8.5	2.63	--
Glass fiber, organic bonded.....	4-9	4.00	--
Expanded rubber (rigid).....	4.5	4.55	--
Expanded polystyrene extruded			
Cut cell surface.....	1.8	4.00	--
Expanded polystyrene extruded			
Smooth skin surface.....	2.2	5.00	--
Expanded polystyrene extruded			
Smooth skin surface.....	3.5	5.26	--
Expanded polystyrene, molded beads.....	1.0	3.57	--
Expanded polyurethane (R-11 exp.).....	1.5	6.25	--
(Thickness 1 in. or greater).....	2.5		--
Mineral fiber with resin binder.....	15	3.45	--
Mineral fiberboard, wet felted			
Core or roof insulation.....	16-17	2.94	--
Acoustical tile.....	18	2.86	--
Acoustical tile.....	21	2.70	--
Mineral fiberboard, wet molded			
Acoustical tile.....	23	2.38	--
Wood or cane fiberboard			
Acoustical tile.....	0.5 in.	--	1.25
Acoustical tile.....	0.75 in.	--	1.89
Interior finish (plank, tile).....	15	2.86	--
Wood shredded (cemented in preformed slabs).....	22	1.67	--
LOOSE FILL			
Cellulosic insulation (milled paper or wood pulp).....	2.3-3.2	3.13-3.70	--
Sawdust or shavings.....	8.0-15.0	2.22	--
Wood fiber, softwoods.....	2.0-3.5	3.33	--
Perlite, expanded.....	5.0-8.0	2.70	--

LAMPIRAN 8 : Lanjutan

TABLE A.4 (Continued)

Description	Density lb/m ³	Resistance (R)	
		Per Inch	Per Listed Thickness
Roof Insulation Preformed, for use above deck Different roof insulations are available in different thicknesses to provide the design C values listed. Consult individual manufacturers for actual thickness of their material			1.39 to 8.33
MASONRY MATERIALS			
Concretes			
Cement mortar	116	0.20	--
Gypsum-fiber concrete 87.5% gypsum, 12.5% wood chips	51	0.60	--
Lightweight aggregates including expanded shale, clay, or slate; expanded slags; cinders; pumice; vermiculite; also cellular concretes	120	0.19	--
	100	0.28	--
	80	0.40	--
	60	0.59	--
	40	0.86	--
Perlite, expanded	30	1.11	--
	20	1.43	--
	40	1.08	--
Sand and gravel or stone aggregate (oven dried)	30	1.41	--
	20	2.00	--
Sand and gravel or stone aggregate (not dried)	140	0.11	--
Sand and gravel or stone aggregate (not dried)	140	0.08	--
Stucco	116	0.20	--

LAMPIRAN 9 : Lanjutan

TABLE A.4 (Continued)

Description	Density lb/ft ³	Resistance (R)	
		Per Inch	Per Listed Thickness
MASONRY UNITS			
Brick, common.....	120	0.20	--
Brick, face.....	130	0.11	--
Clay tile, hollow:			
1 cell deep.....	3 in.	--	0.80
1 cell deep.....	4 in.	--	1.11
2 cells deep.....	6 in.	--	1.52
2 cells deep.....	8 in.	--	1.85
2 cells deep.....	10 in.	--	2.22
3 cells deep.....	12 in.	--	2.50
Concrete blocks, three oval core:			
Sand and gravel aggregate.....	4 in.	--	0.71
.....	8 in.	--	1.11
.....	12 in.	--	1.28
Cinder aggregate.....	3 in.	--	0.86
.....	4 in.	--	1.11
.....	8 in.	--	1.72
.....	12 in.	--	1.89
Lightweight aggregate.....	3 in.	--	1.27
(expanded shale, clay, slate,	4 in.	--	1.50
or slag; pumice).....	8 in.	--	2.00
.....	12 in.	--	2.27
Concrete blocks, rectangular core:			
Sand and gravel aggregate			
2 core, 8 in. 36 lb.....	--	--	1.04
Same with filled cores.....	--	--	1.93
Lightweight aggregate (expanded shale,			
clay, slate, or slag; pumice):			
3 core, 6 in. 19 lb.....	--	--	1.65
Same with filled cores.....	--	--	2.99
2 core, 8 in. 24 lb.....	--	--	2.18
Same with filled cores.....	--	--	5.03
3 core, 12 in. 38 lb.....	--	--	2.48
Same with filled cores.....	--	--	5.82
Stone, lime or sand.....	--	0.08	--
Gypsum partition tile:			
3 × 12 × 30 in. solid.....	--	--	1.26
3 × 12 × 30 in. 4-cell.....	--	--	1.35
4 × 12 × 30 in. 3-cell.....	--	--	1.67

LAMPIRAN 10 : Lanjutan

TABLE A.4 (Continued)

Description	Density lb/ft ³	Resistance (R)	
		Per Inch	Per Listed Thickness
PLASTERING MATERIALS			
Cement plaster, sand aggregate	116	0.20	--
Sand aggregate..... 0.375 in.	--	--	0.08
Sand aggregate..... 0.75 in.	--	--	0.15
Gypsum plaster:			
Lightweight aggregate..... 0.5 in.	45	--	0.32
Lightweight aggregate..... 0.625 in.	45	--	0.39
Lightweight aggregate on metal lath..... 0.75 in.	--	--	0.47
Perlite aggregate.....	45	0.67	--
Sand aggregate.....	105	0.18	--
Sand aggregate..... 0.5 in.	105	--	0.09
Sand aggregate..... 0.625 in.	105	--	0.11
Sand aggregate on metal lath..... 0.75 in.	--	--	0.13
Vermiculite aggregate.....	45	0.59	--
ROOFING			
Asbestos-cement shingles.....	120	--	0.21
Asphalt roll roofing.....	70	--	0.15
Asphalt shingles.....	70	--	0.44
Built-up roofing..... 0.375 in.	70	--	0.33
Slate..... 0.5 in.	--	--	0.05
Wood shingles, plain and plastic film faced.....	--	--	0.94

LAMPIRAN 11 : Lanjutan

TABLE A.4 (Continued)

Description	Density lb/ft ³	Resistance (R)	
		Per Inch	Per Listed Thickness
SIDING MATERIALS (on flat surface)			
Shingles			
Asbestos-cement	120	--	0.21
Wood, 16 in., 7.5 exposure	--	--	0.87
Wood, double, 16 in., 12 in. exposure	--	--	1.19
Wood, plus insul. backer board, 0.3125 in.	--	--	1.40
Siding			
Asbestos-cement, 0.25 in., lapped	--	--	0.21
Asphalt roll siding	--	--	0.15
Asphalt insulating siding (0.5 in. bed.)	--	--	1.46
Wood drop, 1 x 8 in.	--	--	0.79
Wood, bevel, 0.5 x 8 in., lapped	--	--	0.81
Wood, bevel, 0.75 x 10 in., lapped	--	--	1.05
Wood, plywood, 0.375 in., lapped	--	--	0.59
Wood, medium density siding, 0.4375 in.	40	0.67	
Aluminum or steel, over sheathing			
Hollow-backed	--	--	0.61
Insulating-board backed nominal 0.375 in.	--	--	1.82
Insulating-board backed nominal 0.375 in., foil backed	--	--	2.96
Architectural glass	--	--	0.10
WOODS			
Maple, oak, and similar hardwoods	45	0.91	--
Fir, pine, and similar softwoods	32	1.25	--
Fir, pine, and similar softwoods	0.75 in. 32	--	0.94
.....	1.5 in.	--	1.89
.....	2.5 in.	--	3.12
.....	3.5 in.	--	4.35

LAMPIRAN 12 : Overall Heat Transfer Coefficient U For Glass

TABLE A.8 OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT U FOR GLASS
(BTU/HR-FT²-F) (For glass installed vertically)

Type of Glazing	Type of Frame (Sash)			
	Aluminum (with thermal break)		Wood or Vinyl	
	Winter	Summer	Winter	Summer
Single glass	1.10	1.01	0.98	0.90
Double glass				
$\frac{3}{8}$ in. air space	0.60	0.56	0.51	0.47
$\frac{1}{2}$ in. air space E-film	0.48	0.45	0.39	0.37
Triple Glass				
$\frac{3}{8}$ in. air space	0.46	0.43	0.38	0.36
$\frac{1}{2}$ in. argon space	0.34	0.33	0.25	0.24

Note: E-film is a reflective coating ($E = 0.15$).

Abridged with permission from the 1993 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

LAMPIRAN 13 : Outdoors Design Conditions Heating And Cooling - United States

TABLE A.9 OUTDOOR DESIGN CONDITIONS HEATING AND COOLING—UNITED STATES

Location	LAT	Heating		Cooling				
		Degree Days	DB	DB	MWB	WB	MDB	DR
ALABAMA								
Birmingham	34	2551	18	94	75	77	88	19
Mobile	31	1560	26	94	77	79	89	17
Montgomery	32	2291	24	95	76	79	91	19
ALASKA								
Anchorage	61	10864	-14	71	59	60	69	13
Fairbanks	65	14279	-47	81	61	63	77	19
Juneau	58	9075	4	74	60	61	71	14
ARIZONA								
Flagstaff	35	7152	1	85	56	61	74	28
Phoenix	34	1765	34	110	70	76	97	23
Tucson	32	1800	31	104	65	72	88	29
ARKANSAS								
Fort Smith	35	3292	13	99	76	79	92	22
Little Rock	35	3219	16	97	77	80	92	20
CALIFORNIA								
Bakersfield	35	2122	32	104	70	73	98	27
Los Angeles	34	2061	43	85	64	70	78	11
Sacramento	39	2502	31	100	69	72	96	33
San Diego	33	1458	44	85	67	73	79	9
San Francisco	38	3015	37	83	63	64	69	17
San Jose	37		35	93	67	70	88	22
DISTRICT OF COLUMBIA								
Washington, DC	39	4224	15	95	76	79	89	17
COLORADO								
Denver	40	5524	-3	93	60	65	81	27
CONNECTICUT								
Bridgeport	41	5617	8	86	73	76	83	14
Hartford	42	6235	2	91	73	76	87	21
DELAWARE								
Wilmington	40	4930	10	91	75	78	87	17
FLORIDA								
Jacksonville	31	1239	29	94	77	80	90	18
Miami	26	214	46	91	77	80	87	11
Orlando	28	766	37	94	76	79	88	17
Tampa	28	683	36	92	77	80	88	15
GEORGIA								
Atlanta	34	2961	18	93	75	77	88	17
Savannah	32	1819	26	95	77	79	90	18
HAWAII								
Honolulu	21	0	61	89	73	76	84	12
IDAHO								
Boise	44	5809	2	96	63	66	90	30
ILLINOIS								
Chicago	42	6639	-6	91	74	77	88	20
Springfield	40	5429	-4	93	76	79	89	19

LAMPIRAN 14 : Lanjutan

TABLE A.9 (Continued)

Location	LAT	Heating		Cooling				
		Degree Days	DB	DB	MWB	WB	MOB	DR
INDIA								
Bombay	19N		64	93	74	81	88	9
Calcutta	23N		56	97	79	84	92	18
New Delhi	29N		46	105	72	82	91	22
INDIANA								
Fort Wayne	41	6205	-4	90	74	77	86	20
Indianapolis	40	5699	-3	91	75	78	88	19
Lafayette	40	6010	-5	93	75	79	89	21
South Bend	42	6439	-2	90	73	77	86	19
IOWA								
Des Moines	42	6588	-9	93	76	78	89	19
Sioux City	42	6951	-11	94	75	78	89	20
KANSAS								
Topeka	39	5182	-2	96	75	79	90	20
Wichita	38	4620	2	100	73	77	91	22
KENTUCKY								
Lexington	38	4683	4	91	74	77	87	18
Louisville	38	4660	6	93	76	78	90	18
LOUISIANA								
Baton Rouge	31	1560	27	94	78	80	89	17
New Orleans	30	1254	30	93	79	81	90	16
MAINE								
Bangor	45		-7	87	71	73	83	21
Portland	44	7511	-3	86	71	74	83	19
MARYLAND								
Baltimore	39	4654	11	93	75	78	88	19
MASSACHUSETTS								
Boston	42	5634	7	91	73	75	87	15
Worcester	42	6969	0	85	71	74	82	17
MICHIGAN								
Detroit	42	6232	0	90	73	76	86	20
Flint	44	7377	-2	88	73	75	84	21
Lansing	43	6909	-3	89	73	76	85	22
MINNESOTA								
Duluth	47		-21	84	69	72	81	20
Minneapolis	45	8382	-16	91	73	76	88	19
MISSISSIPPI								
Jackson	32	2239	21	95	77	80	90	19
MISSOURI								
Kansas City	39	4711	-1	96	75	78	90	19
St. Louis	39	4484	2	85	76	79	90	18
MONTANA								
Billings	46	7049	-13	93	63	65	86	26
Great Falls	47	7750	-19	92	61	64	84	27
NEBRASKA								
Lincoln	41	5864	-7	97	74	78	90	22
Omaha	41	6612	-7	95	75	78	90	20

LAMPIRAN 15 : Lanjutan

TABLE A.9 (Continued)

Location	LAT	Heating		Cooling				
		Degree Days	DB	DB	MWB	WB	MDB	DR
NEVADA								
Las Vegas	36	2709	27	108	66	71	95	25
Reno	40	6332	8	95	61	63	87	37
NEW HAMPSHIRE								
Concord	43	7383	-8	90	71	74	85	24
NEW JERSEY								
Newark	41	4589	10	93	74	77	88	16
Trenton	40	4980	11	93	75	78	89	19
NEW MEXICO								
Albuquerque	35	4348	13	96	60	65	83	25
NEW YORK								
Albany	43	6875	-7	90	71	74	85	24
Buffalo	43	7062	2	86	70	74	82	18
NYC	41	4871	11	91	74	76	86	14
NORTH CAROLINA								
Charlotte	35	3191	18	94	74	77	88	18
Raleigh	36	3393	16	93	76	78	88	19
NORTH DAKOTA								
Bismarck	47	8851	-21	93	68	72	86	27
Fargo	47	9226	-22	91	71	75	86	22
OHIO								
Cincinnati	39	4410	5	93	74	77	89	20
Cleveland	41	6351	1	89	73	76	85	19
Columbus	40	5211	1	90	74	77	87	19
OKLAHOMA								
Oklahoma City	35	3725	9	99	74	77	91	21
Tulsa	36	3860	9	100	76	79	92	20
OREGON								
Eugene	44	4726	21	91	67	69	87	28
Portland	46	4635	22	90	67	69	87	22
PENNSYLVANIA								
Philadelphia	40	4486	10	93	75	78	89	19
Pittsburgh	40	5053	4	90	72	75	89	18
PUERTO RICO								
San Juan	18	0	69	92	77	81	88	12
RHODE ISLAND								
Providence	42	5954	5	89	73	76	85	17
SOUTH CAROLINA								
Charleston	33	1794	25	94	78	80	90	16
Columbia	34	2484	21	96	76	78	90	20
SOUTH DAKOTA								
Sioux Falls	44	7839	-16	94	73	76	89	22
TENNESSEE								
Memphis	35	3015	16	96	78	77	80	17
Nashville	36	3578	10	94	76	74	78	19

LAMPIRAN 16 : Lanjutan

TABLE A.9 (Continued)

Location	LAT	Heating		Cooling				
		Degree Days	DB	DB	MWB	WB	MDB	DR
TEXAS								
Dallas	33	2363	17	100	74	78	92	20
Houston	30	1278	27	96	77	80	99	18
San Antonio	30	1546	26	98	73	78	87	19
UTAH								
Salt Lake City	37	6052	6	96	62	66	85	28
VERMONT								
Burlington	45	8269	-11	87	71	74	83	20
VIRGINIA								
Norfolk	37	3421	20	93	77	79	89	15
Richmond	38	3865	14	94	76	79	90	19
WASHINGTON								
Seattle	47	4424	1	85	65	66	83	18
Spokane	48	6655	3	92	62	65	86	26
WEST VIRGINIA								
Charleston	38	4476	6	91	73	76	86	19
WISCONSIN								
La Crosse	44	7589	-13	91	74	77	87	20
Milwaukee	43	7635	-7	89	74	76	86	17
WYOMING								
Cheyenne	41	7381	-7	87	58	62	77	26

Lat. = latitude

DB = dry bulb temperature, F

MWB = mean coincident wet bulb temperature, F

MDB = mean coincident dry bulb temperature, F

DR = mean daily range of DB temperature, F

Abridged with permission from the 1997 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

LAMPIRAN 17 : Lanjutan

TABLE A.9 OUTDOOR HEATING AND COOLING DESIGN CONDITIONS—CANADA

Location, USA	LAT	Heating		Cooling				
		Degree Days	DB	DB	MWB	WB	MDB	DR
ALBERTA								
Calgary	51	9703	-22	83	60	62	78	22
Edmonton	53	10268	-28	82	63	66	77	22
BRITISH COLUMBIA								
Vancouver	49	5515	18	76	65	66	75	14
Victoria	49	5579	23	79	63	64	77	18
MANITOBA								
Winnipeg	50	10679	-27	87	68	72	82	21
NEW BRUNSWICK								
Fredricton	46	8671	-12	86	69	72	82	21
NOVA SCOTIA								
Halifax	45	7361	-2	80	68	70	77	17
ONTARIO								
Ottawa	45	8735	-13	86	70	73	82	19
Toronto	44	6827	-4	87	71	74	83	20
QUEBEC								
Montreal	46	7899	-16	84	71	73	81	20
Quebec City	47	8937	-16	84	70	73	80	19
SASKATCHEWAN								
Regina	50	10806	-29	89	64	68	82	24

Lat. = latitude

DB = dry bulb temperature, F

MWB = mean coincident wet bulb temperature, F

MDB = mean coincident dry bulb temperature, F

DR = mean daily range of DB temperature, F

Abridged with permission from the 1997 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

LAMPIRAN 18 : Lanjutan

TABLE A.9 OUTDOOR HEATING AND COOLING DESIGN CONDITIONS—WORLD LOCATIONS

Location	LAT	Heating		Cooling				
		Degree Days	DB	DB	MWB	WB	MDB	DR
ALGERIA								
Algiers	37N		36	95	71	77	87	21
ARGENTINA								
Buenos Aires	35S		31	93	73	76	86	22
ARMENIA								
Yerevan	40N		7	96	69	72	91	25
AUSTRALIA								
Brisbane	27S		44	88	72	77	84	14
Sydney	34S		42	90	68	73	82	12
AUSTRIA								
Vienna	48N		9	86	67	69	83	19
BAHAMAS								
Nassau	25N		57	91	79	81	87	12
BELGIUM								
Brussels	51N		15	82	67	69	80	17
BERMUDA								
Hamilton	32N		55	88	78	80	85	8
BRAZIL								
Rio De Janeiro	23S		59	102	79	82	95	19
Sao Paolo	24S		48	89	69	73	81	15
CHILE								
Santiago	33S		29	89	65	68	85	32
CHINA								
Beijing	40N		13	94	71	79	87	16
Nanjing	32N		23	94	81	83	90	11
Shanghai	31N		26	94	81	83	91	12
COLOMBIA								
Bogota	5N		36	70	56	60	66	21
CUBA								
Quantánamo	20N		67	94	78	82	91	15
CZECH REPUBLIC								
Prague	50N		3	84	65	67	69	20
DENMARK								
Copenhagen	56N		12	77	63	65	74	15
ECUADOR								
Quito	0		45	72	54	58	67	18
EGYPT								
Cairo	30N		45	100	69	75	89	24
FRANCE								
Paris	49N		18	85	69	71	81	19
GERMANY								
Berlin	52N		11	86	66	68	81	17
Munich	48N		4	84	66	67	80	20

LAMPIRAN 19 : Lanjutan

TABLE A.9 (Continued)

Location	LAT	Heating		Cooling				
		Degree Days	DB	DB	MWB	WB	MOB	DR
GREECE								
Athens	38N		34	93	69	75	85	17
HUNGARY								
Budapest	47N		8	90	69	71	87	22
IRELAND								
Dublin	53N		29	72	63	64	69	13
ISRAEL								
Tel Aviv	32N		44	88	69	78	84	10
ITALY								
Milan	46N		15	90	74	77	86	23
Naples	41N		32	92	73	79	85	20
Rome	42N		30	87	74	79	83	18
JAMAICA								
Kingston	18N		71	92	78	81	89	12
JAPAN								
Osaka	35N		28	93	77	79	88	14
Tokyo	36N		31	91	78	80	88	11
KENYA								
Nairobi	1S		49	84	60	66	75	24
KOREA, NORTH								
Pyongyang	39N		3	87	75	78	84	14
KOREA, SOUTH								
Seoul	38N		7	89	77	80	86	14
KUWAIT								
Kuwait	29N		38	117	69	82	94	28
MEXICO								
Acapulco	17N		68	92	80	82	90	13
Mexico City	19N		39	84	57	62	74	25
NETHERLANDS								
Amsterdam	52N		17	80	66	69	77	15
NORWAY								
Oslo	60N		-8	78	60	62	73	18
PANAMA								
Panama City	9N		73	95	76	82	89	16
PERU								
Lima	12S		57	86	75	76	83	12
PHILIPPINES								
Manila	15N		69	95	81	83	91	16
POLAND								
Warsaw	52N		0	84	67	70	82	20
PORTUGAL								
Lisbon	39N		39	93	69	73	87	19
RUSSIA								
Moscow	56N		-10	82	67	69	78	15

LAMPIRAN 20 : Lanjutan

TABLE A.9 OUTDOOR HEATING AND COOLING DESIGN CONDITIONS—WORLD LOCATIONS—(CONCLUDED)

Location	LAT	Heating		Cooling				
		Degree Days	DB	DB	MWB	WB	MDB	DR
SAUDI ARABIA								
Riyadh	25N		41	111	64	69	96	25
SINGAPORE								
Singapore	1N		73	91	79	81	88	11
SOUTH AFRICA								
Johannesburg	26S		34	84	60	65	77	19
SPAIN								
Barcelona	41N		32	85	74	77	83	15
Madrid	41N		24	97	69	71	94	29
SWEDEN								
Stockholm	59N		-1	79	63	66	74	16
SWITZERLAND								
Geneva	46N		18	86	66	68	82	22
TAIWAN								
Taipei	25N		48	94	80	82	91	13
THAILAND								
Bangkok	14N		65	99	80	84	94	17
TURKEY								
Istanbul	41N		26	86	70	74	82	15
UNITED KINGDOM								
Birmingham	52N		21	78	64	65	75	17
London	51N		22	80	65	67	77	18
UKRAINE								
Kiev	50N		-2	83	67	69	79	17
URUGUAY								
Montevideo	35S		35	89	72	76	83	17
VENEZUELA								
Caracas	11N		70	92	84	86	90	13
VIETNAM								
Ho Chi Minh City (Saigon)	11N		68	95	77	81	90	15
YUGOSLAVIA								
Belgrade	45N		11	92	71	73	87	22
ZIMBABWE								
Harare	18S		45	86	62	68	76	21

Lat. = latitude
 DB = dry bulb temperature, F
 MWB = mean coincident wet bulb temperature, F
 MDB = mean coincident dry bulb temperature, F
 DR = mean daily range of DB temperature, F
 Abridged with permission from the 1997 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

LAMPIRAN 22 : lanjutan

TABLE 6.1 COOLING LOAD TEMPERATURE DIFFERENCES (CLTD) FOR CALCULATING COOLING LOAD FROM FLAT ROOFS, F (Continued)

Roof No	Description of Construction	Weight, lb/ft ²	U-value, BTU/hr-ft ² -F	Solar Time												Hour of Day	Max. min CLTD	Max. min CLTD	Difference min CLTD												
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12					13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
With Suspended Ceiling																															
1	Shed sheet with 1-in. (or 2-in.) insulation	9	0.134	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	57	56	42	28	18	12	8	5	15	-4	78	82
2	1-in. wood with 1-in. ins.	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	61	58	51	44	37	30	25	17	2	62	60
3	4-in. lightweight concrete	20	0.134	19	14	10	7	4	2	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	24	17	0	65	65	
4	2-in. heavy-weight concrete with 1-in. insulation	30	0.131	28	25	23	20	17	15	13	13	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	32	18	13	47	34	
5	1-in. wood with 2-in. ins.	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29	18	5	57	52
6	6-in. lightweight concrete	26	0.109	32	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	54	47	42	37	20	7	54	47
7	2.5-in. wood with 1-in. insulation	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	43	40	37	21	15	44	29
8	8-in. lightweight concrete	33	0.095	39	36	33	3	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	44	42	21	14	46	32
9	4-in. heavy-weight concrete	53	0.128	50	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	38	37	36	34	33	19	20	34	18
10	2.5-in. wood with 2-in. insulation	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37	21	18	41	23
11	Roof terrace system	77	0.082	36	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	32	22	22	22	33	11	
12	6-in. heavy-weight concrete with 1-in. (or 2-in.) insulation	77	0.125	33	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	28	30	32	33	34	34	34	34	32	21	34	13	
13	4-in. wood with 1-in. (or 2-in.) insulation	78	0.082	35	34	33	32	31	30	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36	23	21	37	16

Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

LAMPIRAN 23 : CLTD Untuk Dinding

TABLE 6.2 COOLING LOAD TEMPERATURE DIFFERENCES (CLTD) FOR CALCULATING COOLING LOAD FROM SUNLIT WALLS, F²

North Latitude Wall Facing	Solar Time, h																								Hr of Max. Mini- mum mium	Differ- ence	CLTD																			
	0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400																						
Group A Walls	N	14	14	14	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14	14	2	10	14	4																		
	NE	19	19	19	18	17	17	16	15	15	15	16	16	16	17	18	18	19	19	20	20	20	20	20	22	15	20	5																		
	E	24	24	23	23	22	21	20	19	19	19	20	21	22	23	24	25	25	25	25	25	25	25	25	25	27	18	25	7																	
	SE	24	23	23	22	21	20	20	19	18	18	18	19	20	21	22	23	24	24	24	24	24	24	24	24	24	22	18	24	6																
	S	20	20	19	19	18	18	17	16	16	15	14	14	14	14	15	16	17	18	19	20	20	20	20	20	20	20	23	14	20	6															
	SW	25	25	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	17	17	17	18	19	20	20	22	23	24	25	25	24	17	25	8																	
W	27	27	26	26	25	24	23	22	21	20	19	19	18	18	18	19	20	22	23	25	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26	26															
NW	21	21	21	20	20	19	19	18	17	16	16	15	15	14	14	15	15	16	17	18	19	20	21	21	1	14	21	7																		
Group B Walls	N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	9	9	9	9	10	11	12	13	14	15	15	15	15	15	24	8	15	7																	
	NE	19	18	17	16	15	14	13	12	12	13	14	15	16	17	18	19	20	20	21	21	21	21	21	21	20	20	21	12	21	9															
	E	23	22	21	20	18	17	16	15	15	15	17	19	21	23	24	25	26	26	27	27	27	27	27	27	26	25	24	20	15	27	12														
	SE	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	11	11	11	12	14	15	17	19	20	20	20	20	20	20	20	21	14	26	12															
	S	27	26	25	24	22	21	19	18	16	15	14	14	13	13	14	15	17	20	22	25	27	28	28	28	28	28	28	28	28	28	28														
	SW	29	28	27	26	24	23	21	19	18	17	16	15	14	14	15	17	19	22	25	27	29	29	29	29	29	29	29	29	29	29	29														
W	29	28	27	26	24	23	21	19	18	17	16	15	14	14	15	17	19	22	25	27	29	29	29	29	29	29	29	29	29	29	29															
NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	12	11	12	12	13	15	17	19	21	22	23	23	23	24	11	23	9																	
Group C Walls	N	15	14	13	12	11	10	9	8	8	7	7	8	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	17	16	22	7	17	10																	
	NE	19	17	16	15	14	13	12	11	10	10	11	13	15	17	19	20	21	22	23	23	23	23	22	21	20	20	10	23	13																
	E	22	21	19	17	15	14	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12															
	SE	21	19	17	15	14	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12															
	S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	9	9	10	11	11	13	15	18	20	22	24	25	25	24	22	20	11	26	17																
	SW	29	27	25	22	20	18	16	15	14	13	12	12	12	12	13	14	16	20	24	28	32	33	32	31	29	27	22	19	31	22															
W	31	29	27	25	22	20	18	16	15	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	28	32	33	32	31	29	27	22	19	31	22																
NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	27	26	22	12	25	17																	
Group D Walls	N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	18	16	21	6	19	13																
	NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	23	24	25	25	24	23	22	20	18	19	7	25	18	13																	
	E	20	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	26	29	31	32	32	31	30	28	26	24	22	16	8	33	25	24																		
	SE	20	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	27	26	24	22	19	6	29	23																		
	S	18	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	27	26	24	22	19	6	29	23																		
	SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	38	37	34	31	21	8	38	30																		
W	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	38	37	34	31	21	8	38	30																			
NW	23	22	19	17	14	12	10	9	7	7	8	9	10	12	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	21	9	41	32																		

TABLE 6.2 COOLING LOAD TEMPERATURE DIFFERENCES (CLTD) FOR CALCULATING COOLING LOAD FROM SUNLIT WALLS, °F

North Latitude Wall Facing	Solar Time, h												Hr of																	
	0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	CLTD CLTD	CLTD CLTD	CLTD CLTD	CLTD CLTD		
Group E Walls	N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	20	18	16	14	20	3	22	19	
	NE	13	11	9	7	6	4	5	9	15	20	24	25	25	26	26	26	26	26	26	25	24	22	19	17	15	16	4	26	22
	E	14	12	10	8	7	5	6	11	18	26	33	36	38	37	36	34	33	32	30	28	25	22	20	17	13	5	38	33	
	SE	15	12	10	8	7	5	5	8	12	19	25	31	35	37	37	36	34	33	31	28	26	23	20	17	15	5	37	32	
	S	15	12	10	8	7	5	4	3	4	5	9	13	19	24	29	32	34	33	31	29	26	23	20	17	17	3	34	31	
Group F Walls	SW	22	18	15	12	10	8	6	5	5	6	7	9	12	18	24	32	38	43	45	44	40	35	30	26	19	5	45	40	
	W	25	21	17	14	11	9	7	6	6	6	7	9	11	14	20	27	36	43	49	49	45	40	34	29	20	6	49	43	
	NW	20	17	14	11	9	7	6	5	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	37	38	36	32	28	24	20	5	38	33	
	N	8	6	5	3	2	1	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	20	16	13	11	19	1	23	23	
	NE	9	7	5	3	2	1	5	14	23	28	30	29	28	27	27	27	27	27	26	24	22	19	16	13	11	1	30	29	
Group G Walls	E	10	7	6	4	3	2	6	17	28	38	44	45	43	39	36	34	32	30	27	24	21	17	15	12	12	2	45	43	
	SE	10	7	6	4	3	2	4	10	19	28	36	41	43	42	39	36	34	31	28	25	21	18	15	12	13	2	43	41	
	S	10	8	6	4	3	2	1	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	31	26	22	18	15	12	16	1	39	38		
	SW	15	11	9	6	5	3	2	2	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	52	45	37	28	23	18	2	53	48		
	W	17	13	10	7	5	4	3	3	4	6	8	11	14	20	28	39	49	57	60	54	43	34	27	21	19	3	60	57	
NW	14	10	8	6	4	3	2	2	3	5	8	10	13	15	21	27	35	42	46	43	35	28	22	18	19	2	46	44		
Group H Walls	N	3	2	1	0	-1	2	7	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	7	5	18	-1	26	27	
	NE	3	2	1	0	-1	9	27	36	39	35	30	26	27	27	27	26	25	22	18	14	11	9	7	5	9	-1	39	40	
	E	4	2	1	0	-1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6	10	-1	55	56	
	SE	4	2	1	0	-1	5	18	32	42	49	51	48	42	36	32	30	27	24	19	15	12	10	8	6	11	-1	51	52	
	S	4	2	1	0	-1	0	1	5	12	22	31	39	45	46	43	37	31	25	20	15	12	10	8	5	14	-1	46	47	
Group I Walls	SW	5	4	3	1	0	0	2	5	8	12	16	26	38	50	59	63	61	52	37	24	17	13	10	8	16	0	63	63	
	W	6	5	3	2	1	1	2	5	8	11	15	19	27	41	56	67	72	67	48	29	20	15	11	8	17	1	72	71	
	NW	5	3	2	1	0	0	2	5	8	11	15	18	21	27	37	47	55	41	25	17	13	10	7	18	0	55	55		

Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

LAMPIRAN 25 : Kontruksi Dinding

TABLE 6.3 WALL CONSTRUCTION GROUP DESCRIPTION

Group No.	Description of Construction	Weight (lb/ft ²)	U-Value (BTU/h·ft ² ·°F)
4-in. Face brick + (brick)			
C	Air space + 4-in. face brick	83	0.358
D	4-in. common brick	90	0.415
C	1-in. insulation or air space + 4-in. common brick	90	0.174-0.301
B	2-in. insulation + 4-in. common brick	88	0.111
B	8-in. common brick	130	0.302
A	Insulation or air space + 8-in. common brick	130	0.154-0.243
4-in. Face brick + (heavyweight concrete)			
C	Air space + 2-in. concrete	94	0.350
B	2-in. insulation + 4-in. concrete	97	0.116
A	Air space or insulation + 8-in. or more concrete	143-190	0.110-0.112
4-in. Face brick + (light or heavyweight concrete block)			
E	4-in. block	62	0.319
D	Air space or insulation + 4-in. block	62	0.153-0.246
D	8-in. block	70	0.274
C	Air space or 1-in. insulation + 6-in. or 8-in. block	73-89	0.221-0.275
B	2-in. insulation + 8-in. block	89	0.096-0.107
4-in. Face brick + (clay tile)			
D	4-in. tile	71	0.381
D	Air space + 4-in. tile	71	0.281
C	Insulation + 4-in. tile	71	0.169
C	8-in. tile	96	0.275
B	Air space or 1-in. insulation + 8-in. tile	96	0.142-0.221
A	2-in. insulation + 8-in. tile	97	0.097

LAMPIRAN 26 : Lanjutan

TABLE 6.3 WALL CONSTRUCTION GROUP DESCRIPTION

Group No.	Description of Construction	Weight (lb/ft ²)	U-Value (BTU/h•ft ² •°F)
	Heavyweight concrete wall + (finish)		
E	4-in. concrete	63	0.585
D	4-in. concrete + 1-in. or 2-in. insulation	63	0.119–0.200
C	2-in. insulation + 4-in. concrete	63	0.119
C	8-in. concrete	109	0.490
B	8-in. concrete + 1-in. or 2-in. insulation	110	0.115–0.187
A	2-in. insulation + 8-in. concrete	110	0.115
B	12-in. concrete	156	0.421
A	12-in. concrete + insulation	156	0.113
	Light and heavyweight concrete block + (finish)		
F	4-in. block + air space/insulation	29	0.161–0.263
E	2-in. insulation + 4-in. block	29–37	0.105–0.114
E	8-in. block	47–51	0.294–0.402
D	8-in. block + air space/insulation	41–57	0.149–0.173
	Clay tile + (finish)		
F	4-in. tile	39	0.419
F	4-in. tile + air space	39	0.303
F	4-in. tile + 1-in. insulation	39	0.175
D	2-in. insulation + 4-in. tile	40	0.110
D	8-in. tile	63	0.296
C	8-in. tile + air space/1-in. insulation	63	0.151–0.231
B	2-in. insulation + 8-in. tile	63	0.099
	Metal curtain wall		
G	With/without air space + 1- to 3-in. insulation	5–6	0.091–0.230
	Frame wall		
G	1-in. to 3-in. insulation	16	0.081–0.178

Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

LAMPIRAN 27 : Koreksi CLTD Dari Letak Dan Bulan Untuk Dinding Dan Atap

TABLE 6.4 CLTD CORRECTION FOR LATITUDE AND MONTH APPLIED TO WALLS AND ROOFS, NORTH LATITUDES, F

Lat.	Month	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SSE	S	HOR
0	Dec	-3	-5	-5	-5	-2	0	3	6	9	-1
	Jan/Nov	-3	-5	-4	-4	-1	0	2	4	7	0
	Feb/Oct	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0
	Mar/Sept	-3	0	1	0	-2	-3	-3	-5	-8	0
	Apr/Aug	5	4	3	0	-2	-7	-8	-8	-8	-2
	May/Jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
8	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
	Dec	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Jan/Nov	-3	-5	-5	-5	-2	0	3	6	10	-4
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	Apr/Aug	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1
16	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2
	Dec	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	Jan/Nov	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7
	Feb/Oct	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4
	Mar/Sept	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1
24	Apr/Aug	-1	0	3	0	-1	-3	-3	-5	-7	0
	May/Jul	4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	Jun	6	4	4	1	-1	-4	-6	-8	0	-7
	Dec	-5	-7	-9	-10	-7	-3	3	9	13	-13
	Jan/Nov	-4	-6	-8	-9	-6	-3	9	3	13	-11
	Feb/Oct	-4	-5	-6	-6	-3	-1	3	7	10	-7
32	Mar/Sept	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-3
	Apr/Aug	-2	-1	0	0	-1	-2	-1	-2	-3	0
	May/Jul	1	2	2	1	0	-2	-3	-5	-6	1
	Jun	3	3	3	1	0	-3	-4	-6	-6	1

LAMPIRAN 28 : Lanjutan

TABLE 6.4 CLTD CORRECTION FOR LATITUDE AND MONTH APPLIED TO WALLS AND ROOFS, NORTH LATITUDES, F.

Lat.	Month	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SSE	S	HOR
		N	NNW	NW	WNW	W	WSW	SW	SSW		
32	Dec	-5	-7	-10	-11	-8	-5	2	9	12	-17
	Jan/Nov	-5	-7	-9	-11	-8	-15	-4	2	9	12
	Feb/Oct	-4	-6	-7	-8	-4	-2	4	8	11	-10
	Mar/Sept	-3	-4	-4	-4	-2	-1	3	5	7	-5
	Apr/Aug	-2	-2	-1	-2	0	-1	0	1	1	-1
	May/Jul	1	1	1	0	0	-1	-1	-3	-3	1
40	Dec	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21
	Jan/Nov	-5	-7	-10	-12	-9	-6	1	8	11	-19
	Feb/Oct	-5	-7	-8	-9	-6	-3	3	8	12	-14
	Mar/Sept	-4	-5	-5	-6	-3	-1	4	7	10	-8
	Apr/Aug	-2	-3	-2	-2	0	0	2	3	4	-3
	May/Jul	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
48	Dec	-6	-8	-11	-14	-13	-10	-3	2	6	-25
	Jan/Nov	-6	-8	-11	-13	-11	-8	-1	5	8	-24
	Feb/Oct	-5	-7	-10	-11	-8	-5	1	8	11	-18
	Mar/Sept	-4	-6	-6	-7	-4	-1	4	8	11	-11
	Apr/Aug	-3	-3	-3	-3	-1	0	4	6	7	-5
	May/Jul	0	-1	0	0	1	1	3	3	4	0
Jun	Dec	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2
	Jan/Nov	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2
	Feb/Oct	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2
	Mar/Sept	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2
	Apr/Aug	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2
	May/Jul	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2

Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

LAMPIRAN 29 : CLTD Untuk Kaca

TABLE 6.5 COOLING LOAD TEMPERATURE DIFFERENCES (CLTD) FOR CONDUCTION THROUGH GLASS

Solar Time, h	CLTD °F	Solar Time, h	CLTD °F
0100	1	1300	12
0200	0	1400	13
0300	-1	1500	14
0400	-2	1600	14
0500	-2	1700	13
0600	-2	1800	12
0700	-2	1900	10
0800	0	2000	8
0900	2	2100	6
1000	4	2200	4
1100	7	2300	3
1200	9	2400	2

Reprinted with permission from the *1993 ASHRAE Handbook—Fundamentals*.

LAMPIRAN 30: SHGF untuk Kaca

TABLE 6.6 MAXIMUM SOLAR HEAT GAIN FACTOR (SHGF) BTU/HR • FT² FOR SUNLIT GLASS, NORTH LATITUDES

20° N. Lat												
N	NNE/		ENE/		ESE/		SE/		SSE/		S	HOR
	NNW	NW	WNW	W	WSW	SW	SSW	SSW	SSW			
Jan.	29	48	138	201	243	253	233	214	232	214	232	214
Feb.	31	88	173	226	244	238	201	174	263	201	174	263
Mar.	34	49	132	200	237	236	206	152	115	284	115	284
Apr.	38	92	166	213	228	208	158	91	58	287	91	58
May	47	123	184	217	217	184	124	54	42	283	54	42
June	59	135	189	216	210	173	108	45	42	279	45	42
July	48	124	182	213	212	179	119	53	43	278	53	43
Aug.	40	91	162	206	220	200	152	88	57	280	88	57
Sep.	36	46	127	191	225	225	199	148	114	275	148	114
Oct.	32	32	87	167	217	236	231	196	170	258	196	170
Nov.	29	29	48	136	197	239	249	229	211	230	229	211
Dec.	27	27	35	122	187	238	254	241	226	217	241	226

36° N. Lat												
N	NNE/		ENE/		ESE/		SE/		SSE/		S	HOR
	NNW	NW	WNW	W	WSW	SW	SSW	SSW	SSW			
Jan.	22	24	90	166	219	247	252	232	199	232	199	232
Feb.	26	57	139	195	239	248	239	232	206	192	238	232
Mar.	30	33	99	176	223	238	232	206	192	238	206	192
Apr.	35	76	144	196	225	221	196	156	135	262	156	135
May	38	107	168	204	220	204	165	116	93	272	116	93
June	47	118	175	205	215	194	150	99	77	273	99	77
July	39	107	165	201	216	199	161	113	90	268	113	90
Aug.	36	75	138	190	218	212	189	151	131	257	151	131
Sep.	31	31	95	167	210	228	223	200	187	230	200	187
Oct.	27	27	56	133	187	230	239	231	225	195	231	225
Nov.	22	22	24	87	163	215	243	248	248	154	248	154
Dec.	20	20	20	69	151	204	241	253	254	136	241	253

40° N. Lat												
N	NNE/		ENE/		ESE/		SE/		SSE/		S	HOR
	NNW	NW	WNW	W	WSW	SW	SSW	SSW	SSW			
Jan.	20	20	74	154	205	241	252	254	133	241	252	133
Feb.	24	24	50	129	186	234	246	244	241	180	244	241
Mar.	29	29	93	169	218	238	236	216	206	223	216	206
Apr.	34	71	140	190	224	223	203	170	154	252	170	154
May	37	102	165	202	220	208	175	133	113	265	133	113
June	48	113	172	205	216	199	161	116	95	267	116	95
July	38	102	163	198	216	203	170	129	109	262	129	109
Aug.	35	71	135	185	216	214	196	165	149	247	165	149
Sep.	30	30	87	160	203	227	226	209	200	215	209	200
Oct.	25	25	49	123	180	225	238	236	234	177	238	236
Nov.	20	20	20	73	151	201	237	248	250	132	248	132
Dec.	18	18	18	60	135	188	232	249	253	113	188	113

24° N. Lat												
N	NNE/		ENE/		ESE/		SE/		SSE/		S	HOR
	NNW	NW	WNW	W	WSW	SW	SSW	SSW	SSW			
Jan.	27	41	128	190	240	253	241	227	214	227	214	227
Feb.	30	80	165	220	244	243	213	192	249	213	192	249
Mar.	34	45	124	195	234	237	214	168	137	275	168	137
Apr.	37	88	159	209	228	212	169	107	75	283	107	75
May	43	117	178	214	218	190	132	67	46	282	67	46
June	55	127	184	214	212	179	117	55	43	279	55	43
July	45	116	176	210	213	185	129	65	46	278	65	46
Aug.	38	87	156	203	220	204	162	103	72	277	103	72
Sep.	35	42	119	185	222	225	206	163	134	266	163	134
Oct.	31	31	79	159	211	237	235	207	187	244	207	187
Nov.	27	27	42	126	187	236	249	237	224	213	249	213
Dec.	26	26	29	112	180	234	247	247	237	199	247	199

TABLE 6.6 MAXIMUM SOLAR HEAT GAIN FACTOR (SHGF) BTU/HR • FT² FOR SUNLIT GLASS, NORTH LATITUDES

28° N. Lat																				
N (Shade)	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR	44° N. Lat										
										NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR		
Jan.	25	35	117	183	235	251	247	238	196	17	17	64	138	189	232	248	252	109		
Feb.	29	29	72	157	213	244	246	224	207	234	22	22	43	117	178	227	246	160		
Mar.	33	41	116	189	231	237	221	182	157	265	27	27	87	162	211	236	238	224	218	206
Apr.	36	84	151	205	228	216	178	124	94	278	33	66	136	185	221	224	210	183	171	240
May	40	115	172	211	219	195	144	83	58	280	36	96	162	201	219	211	183	148	132	257
June	51	125	178	211	213	184	128	68	49	278	47	108	169	205	215	203	171	132	115	261
July	41	114	170	208	215	190	140	80	57	276	37	96	159	198	215	206	179	144	128	254
Aug.	38	83	149	199	220	207	172	120	91	272	34	66	132	180	214	215	202	177	165	236
Sep.	34	38	111	179	219	226	213	177	154	256	28	28	80	152	198	226	227	216	211	199
Oct.	30	30	71	151	204	236	238	217	202	229	23	23	42	111	171	217	237	240	239	157
Nov.	26	26	35	115	181	232	247	243	235	195	18	18	18	64	135	186	227	244	248	109
Dec.	24	24	24	99	172	227	248	251	246	179	15	15	15	49	115	175	217	240	246	89

32° N. Lat																				
N (Shade)	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR	48° N. Lat										
										NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR		
Jan.	24	24	29	105	175	229	249	250	246	176	15	15	15	53	118	175	216	239	245	85
Feb.	27	27	65	149	205	242	248	232	221	217	20	20	36	103	168	216	242	249	250	138
Mar.	32	37	107	183	227	237	227	195	176	252	26	26	80	134	204	234	239	232	228	188
Apr.	36	80	146	200	227	219	187	141	115	271	31	61	132	180	219	225	215	194	186	226
May	38	111	170	208	220	199	155	99	74	277	35	97	158	200	218	214	192	163	150	247
June	44	122	176	208	214	189	139	83	60	276	46	110	165	204	215	206	180	148	134	252
July	40	111	167	204	215	194	150	96	72	273	37	96	156	196	214	209	187	158	146	244
Aug.	37	79	141	195	219	210	181	136	111	264	33	61	128	174	211	216	208	188	180	223
Sep.	33	35	103	173	215	227	218	189	171	244	27	27	72	144	191	223	228	223	220	182
Oct.	28	28	63	143	195	234	239	225	215	213	21	21	35	96	161	207	233	241	242	136
Nov.	24	24	29	103	173	225	245	246	243	175	15	15	15	52	115	172	212	234	240	85
Dec.	22	22	22	84	162	218	246	252	252	158	13	13	13	36	91	156	195	225	233	65

Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

TABLE 6.7 SHADING COEFFICIENTS FOR GLASS WITHOUT OR WITH INTERIOR SHADING DEVICES

Type of Glazing	Nominal Thickness, in (Each light)	Venetian Blinds			Roller Shades		
		Without Shading	Light	Dark	Opaque	Light	Translucent
Single glass							
Clear	¼	0.94	0.67	0.81	0.39	0.44	
Heat absorbing	¼	0.69	0.53	0.45	0.30	0.36	
Double glass							
Clear	¼	0.81	0.58	0.71	0.35	0.40	
Heat absorbing	¼	0.55	0.36	0.40	0.22	0.30	

Note: Venetian blinds are assumed set at a 45° position. Adapted with permission from the 1993 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

LAMPIRAN 33 : CLF Dari Kaca

**TABLE 6.10 COOLING LOAD FACTORS (CLF) FOR GLASS WITH INTERIOR SHADING, NORTH LATITUDES
(ALL ROOM CONSTRUCTIONS)**

Fenestration Facing	Solar Time, h																							
	0100	0200	0300	0400	0500	0600	0700	0800	0900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400
N	0.08	0.07	0.06	0.06	0.07	0.73	0.66	0.65	0.73	0.80	0.86	0.89	0.89	0.86	0.82	0.75	0.78	0.91	0.24	0.18	0.15	0.13	0.11	0.10
NNE	0.03	0.03	0.02	0.02	0.03	0.64	0.64	0.62	0.42	0.37	0.37	0.37	0.36	0.35	0.32	0.28	0.23	0.17	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04
NE	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.56	0.76	0.74	0.58	0.37	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.16	0.12	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03
ENE	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.52	0.76	0.80	0.71	0.52	0.31	0.26	0.24	0.22	0.20	0.18	0.15	0.11	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03
E	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.47	0.72	0.80	0.76	0.62	0.41	0.27	0.24	0.22	0.20	0.17	0.14	0.11	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03
ESE	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.41	0.67	0.79	0.80	0.72	0.54	0.34	0.27	0.24	0.21	0.19	0.15	0.12	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03
SE	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.30	0.57	0.74	0.81	0.79	0.68	0.49	0.33	0.28	0.25	0.22	0.18	0.13	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04
SSE	0.04	0.03	0.03	0.03	0.02	0.12	0.31	0.54	0.72	0.81	0.81	0.71	0.54	0.38	0.32	0.27	0.22	0.16	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04
S	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.09	0.16	0.23	0.38	0.58	0.75	0.83	0.80	0.68	0.50	0.35	0.27	0.19	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05
SSW	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.09	0.14	0.18	0.22	0.27	0.43	0.63	0.78	0.84	0.80	0.66	0.46	0.25	0.13	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06
SW	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.07	0.11	0.14	0.16	0.19	0.22	0.38	0.59	0.75	0.83	0.81	0.69	0.45	0.16	0.12	0.10	0.09	0.07	0.06
WSW	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.07	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.23	0.44	0.64	0.78	0.84	0.78	0.55	0.16	0.12	0.10	0.09	0.07	0.06
W	0.05	0.05	0.04	0.04	0.03	0.06	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16	0.17	0.31	0.53	0.72	0.82	0.81	0.61	0.16	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
WNW	0.05	0.05	0.04	0.03	0.03	0.07	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.18	0.22	0.43	0.65	0.80	0.84	0.66	0.16	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
NW	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.07	0.11	0.14	0.17	0.19	0.20	0.21	0.22	0.30	0.52	0.73	0.82	0.69	0.16	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
NNW	0.05	0.05	0.04	0.03	0.03	0.11	0.17	0.22	0.26	0.30	0.32	0.33	0.34	0.34	0.39	0.61	0.82	0.76	0.17	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06
HOR.	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.12	0.27	0.44	0.59	0.72	0.81	0.85	0.85	0.81	0.71	0.58	0.42	0.25	0.14	0.12	0.10	0.08	0.07	0.06

Reprinted with permission from the 1989 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

LAMPIRAN 34 : Nilai Panas Yang dikeluarkan Pada Suatu Kondisi

TABLE 6.13 RATES OF HEAT GAIN FROM OCCUPANTS OF CONDITIONED SPACES

Degree of Activity		Total Heat Adults		Sensible Heat, Btu/h	Latent Heat, Btu/h
		Adult Male	Adjusted M/F ^a		
Seated at theater	Theater—matinee	390	330	225	105
Seated at theater, night	Theater—night	390	350	245	105
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	450	400	245	155
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	475	450	250	200
Standing, light work; walking	Department store, retail store	550	450	250	200
Walking; standing	Drug store, bank	550	500	250	250
Sedentary work	Restaurant ^b	490	550	275	275
Light bench work	Factory	800	750	275	475
Moderate dancing	Dance hall	900	850	305	545
Walking 3 mph; light machine work	Factory	1000	1000	375	625
Bowling ^c	Bowling alley	1500	1450	580	870
Heavy work	Factory	1500	1450	580	870
Heavy machine work; lifting	Factory	1600	1600	635	965
Athletics	Gymnasium	2000	1800	710	1090

Notes

1. Tabulated values are based on 75°F room dry-bulb temperature. For 60°F room dry-bulb, the total heat remains the same, but the sensible heat values should be decreased by approximately 20%, and the latent heat values increased accordingly.

^a Adjusted heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, with the postulate that the gain from an adult female is 85% of that for an adult male, and that the gain from a child is 75% of that for an adult male.

^b Adjusted total heat gain for *Sedentary work, Restaurant*, includes 60 Btu/h for food per individual (30 Btu/h sensible and 30 Btu/h latent.)

^c Figure one person per alley actually bowling, and all others as sitting (400 Btu/h) or standing or walking slowly (550 Btu/h).

Reprinted with permission from the 1997 ASHRAE Handbook—Fundamentals.

LAMPIRAN 35 : ByPass Factor (BF)

TABLE 62— TYPICAL BYPASS FACTORS

(For Various Applications)

COIL BYPASS FACTOR	TYPE OF APPLICATION	EXAMPLE
0.50 to 0.50	A <i>small</i> total load or a load that is somewhat larger with a low sensible heat factor (high latent load).	Residence
0.20 to 0.30	Typical comfort application with a <i>relatively small</i> total load or a low sensible heat factor with a somewhat larger load.	Residence, Small Retail Shop, Factory
0.10 to 0.20	Typical comfort application.	Dept. Store, Bank, Factory
0.05 to 0.10	Applications with high internal sensible loads or requiring a large amount of outdoor air for ventilation.	Dept. Store, Restaurant, Factory
0 to 0.10	All outdoor air applications.	Hospital Operating Room, Factory

LAMPIRAN 36 : Perbedaan Udara Diluar Ruangan

TABLE 6.22 AIR CHANGE RATES AS A FUNCTION OF OUTDOOR DESIGN TEMPERATURES

Class	Outdoor Design Temperature, °F					
	85	90	95	100	105	110
Tight	0.33	0.34	0.35	0.36	0.37	0.38
Medium	0.46	0.48	0.50	0.52	0.54	0.56
Loose	0.68	0.70	0.72	0.74	0.76	0.78

Values for 7.5 mph wind and indoor temperature of 75°F.

Reprinted with permission from the *1997 ASHRAE Handbook—Fundamentals*.

LAMPIRAN 37 : Panas Yang Dibuarkan Dari Perlengkapan

Appliance	Size	Recommended Rate of Heat Gain, BTU/hr			
		Sensible	Latent	Total	Sensible
		Without Hood		With Hood	
Restaurant, electric blender, per quart of capacity	1 to 4 qt	1000	520	1520	480
Coffee brewer	12 cups/2 bms	3750	1910	5660	1810
Coffee heater, per warming burner	1 to 2 bms	230	110	340	110
Display case (refrigerated), per ft ² of interior	6 to 67 ft ³	62	0	62	0
Hot plate (high-speed double burner)		7810	5430	13,240	6240
Ice maker (large)	220 lb/day	9320	0	9320	0
Microwave oven (heavy-duty commercial)	0.7 ft ³	8970	0	8970	0
Toaster (large pop-up)	10 slice	9590	8500	18,080	5800

LAMPIRAN 38 : Lanjutan

TABLE 6.15 HEAT GAIN FROM EQUIPMENT	Appliance	Size	Recommended Rate of Heat Gain, BTU/hr
Computer Devices			
Communication/transmission			5600–9600
Disk drives/mass storage			3400–22,400
Microcomputer/word processor		16–640 kbytes	300–1800
Minicomputer			7500–15,000
Printer (laser)		8 pages/min	1000
Printer (line, high-speed)		5000 or more pages/min	2500–13,000
Tape drives			3500–15,000
Terminal			270–600
Copiers/Typesetters			
Blue print			3900–42,700
Copiers (large)		30–67 copies/min	1700–6600
Copiers		6–30 copies/min	460–1700
Miscellaneous			
Cash register			160
Cold food/beverage			1960–3280
Coffeemaker		10 cup	3580
		latent	1540
Microwave oven		1 ft ³	1360
Paper shredder			680–8250
Water cooler		8 gal/hr	6000

Abridged with permission from the 1993 ASHRAE Volume—Fundamentals.

Lampiran 40 : Table Temperature Berdasarkan Ketinggian

Altitude (feet)	Pressure (in/Hg)	Pressure (mm/Hg)	Pressure (psi)	Temperature (°C)	Temperature (°F)
Sea Level	29.92	760.0	14.69	15.0	59.0
10,000	20.58	522.6	10.11	-4.8	23.3
18,000	14.95	379.4	7.34	-20.7	-5.3
20,000	13.76	349.1	6.75	-24.6	-12.3
25,000	10.51	281.8	5.45	-34.5	-30.1
30,000	8.90	225.6	4.36	-44.4	-48.0
34,000	7.40	187.4	3.62	-52.4	-62.3
35,332	6.80	175.9	3.41	-55.0	-67.0
40,000	5.56	140.7	2.72	-55.0	-67.0
43,000	4.43	119.0	2.30	-55.0	-67.0
50,000	3.44	87.3	1.69	-55.0	-67.0



PSYCHROMETRIC CHART
Normal Temperature
I-P Units
SEA LEVEL

BAROMETRIC PRESSURE: 29.921 in. HG

LAMPIRAN 39 : T_{adp} ground idel

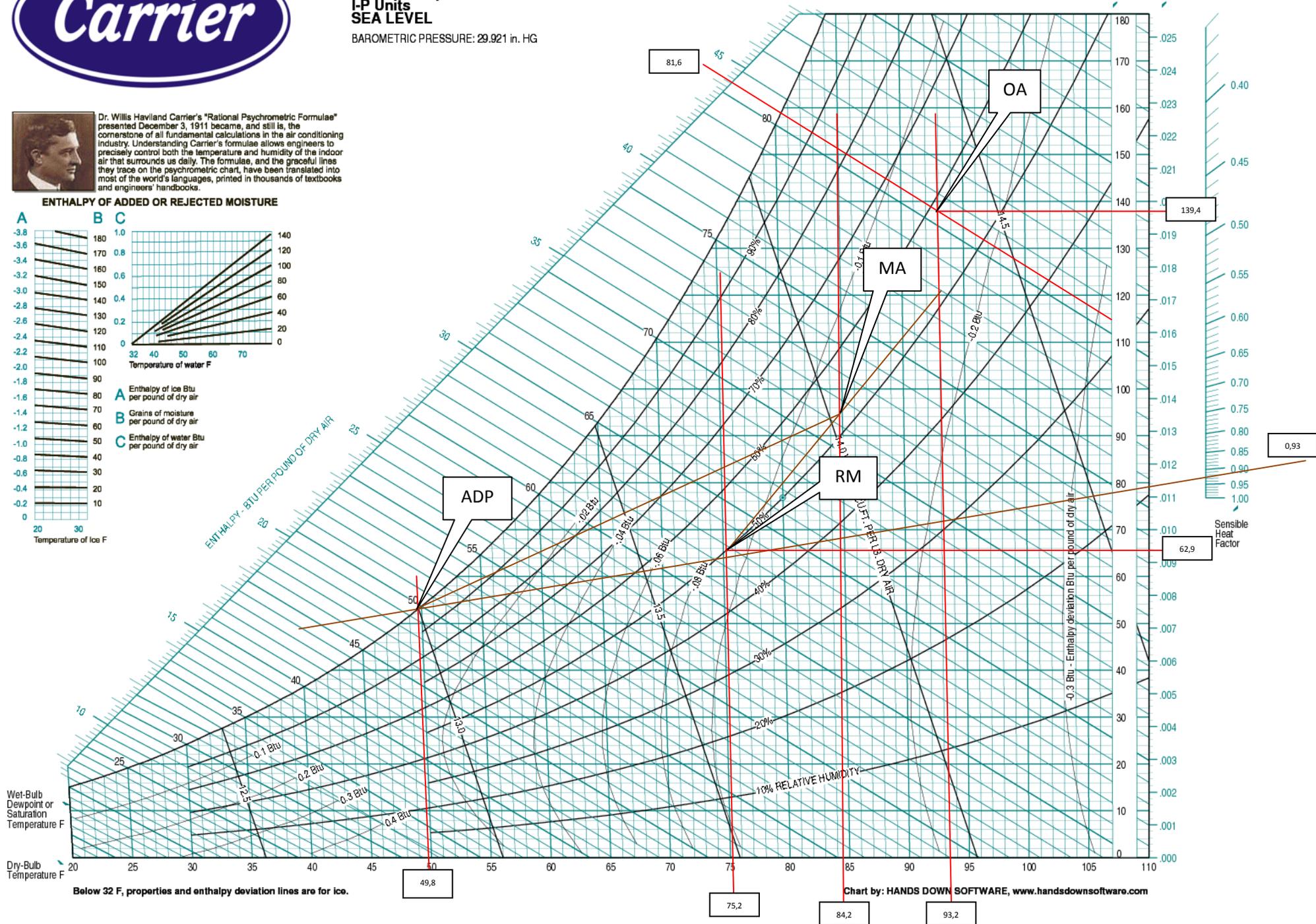
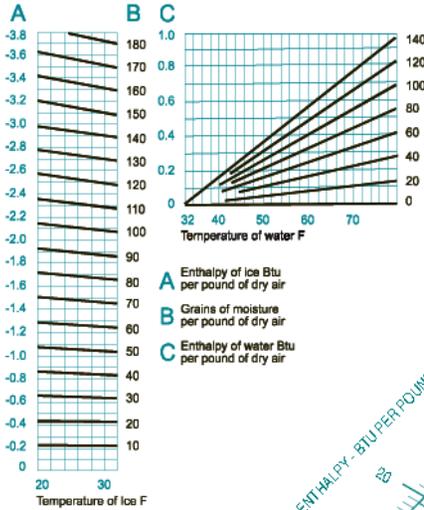
Grains of moisture per pound of dry air

Pounds of moisture per pound of dry air



Dr. Willis Haviland Carrier's "Rational Psychrometric Formulae" presented December 3, 1911 became, and still is, the cornerstone of all fundamental calculations in the air conditioning industry. Understanding Carrier's formulae allows engineers to precisely control both the temperature and humidity of the indoor air that surrounds us daily. The formulae, and the graceful lines they trace on the psychrometric chart, have been translated into most of the world's languages, printed in thousands of textbooks and engineers' handbooks.

ENTHALPY OF ADDED OR REJECTED MOISTURE



Below 32 F, properties and enthalpy deviation lines are for ice.