

Perancangan Sistem Tata Udara pada *Painting Primer Bonding Room* di PT. Dirgantara Indonesia

Design of the Air Conditioning System for the Painting Primer Bonding Room at PT. Dirgantara Indonesia

SKRIPSI

**Disusun oleh :
Nama: Maulana Mahmudin Salim
NPM: 193030123**



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS PASUNDAN
BANDUNG
2026**

SURAT PERNYATAAN

Saya yang bertanda tangan di bawah ini,

N a m a : Maulana Mahmudin Salim
Nomor Pokok Mahasiswa : 193030123
Program Studi : Teknik Mesin FT UNPAS

Dengan ini menyatakan bahwa:

1. Dalam Skripsi yang saya kerjakan ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan/ditulis oleh orang lain untuk memperoleh gelar dari suatu perguruan tinggi,
2. Sepanjang pengetahuan saya, tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis dan diterbitkan oleh orang lain kecuali yang secara tertulis diacu/dikutip/disitasi dalam naskah ini dan disebutkan dalam referensi,
3. Naskah laporan skripsi yang ditulis bukan dilakukan secara *copy paste* dari karya orang lain dan mengganti beberapa kata yang tidak perlu.
4. Naskah laporan skripsi bukan hasil *plagiarism*.

Apabila dikemudian hari terbukti bahwa pernyataan ini tidak benar maka saya sanggup menerima hukuman/sanksi apapun sesuai peraturan yang berlaku.

Bandung, 30 Juni 2026

Penulis,



Maulana Mahmudin Salim

SURAT PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI

Yang bertanda tangan di bawah ini, sebagai sivitas akademik Universitas Pasundan, saya:

N a m a : Maulana Mahmudin Salim

NPM : 193030123

Program Studi : Teknik Mesin FT UNPAS

Jenis Karya : Skripsi

Menyatakan bahwa sebagai pengembangan ilmu pengetahuan dan teknologi, saya menyetujui memberikan kepada Universitas Pasundan Hak Bebas Royalti Non-eksklusif atas karya ilmiah saya yang berjudul:

Perancangan Sistem Tata Udara pada *Painting Primer Bonding Room* di PT. Dirgantara Indonesia

Beserta perangkat yang ada (jika ada). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Pasundan berhak menyimpan, mengalih media/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan mempublikasikan skripsi saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Bandung, 30 Juni 2026

Yang menyatakan,

Maulana Mahmudin Salim

LEMBAR PENGESAHAN PEMBIMBING

Perancangan Sistem Tata Udara pada *Painting Primer Bonding* *Room* di PT. Dirgantara Indonesia



Nama: Maulana Mahmudin Salim
NPM: 193030123

Pembimbing Utama



Dr. Ir. Endang Achdi, M.T.

Pembimbing Pendamping



Dr. Ir. Syahbardia, M.T.

LEMBAR PENGESAHAN

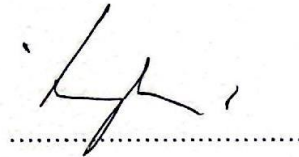
Perancangan Sistem Tata Udara pada *Painting Primer Bonding* *Room* di PT. Dirgantara Indonesia



Nama: Maulana Mahmudin Salim
NPM: 193030123

Tanggal sidang skripsi:

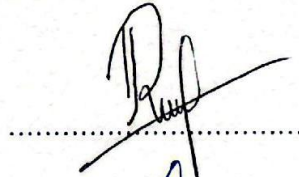
Ketua : Dr. Ir. Endang Achdi, M.T.



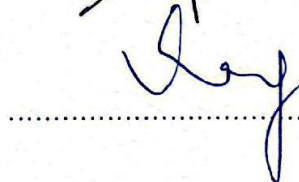
Sekretaris : Dr. Ir. Syahbardia, M.T



Anggota : Mohammad Reza Hermawan, S.T., M.T.



Anggota : Prof. Dr. Ir. Hery Sonawan, M.T.



KATA PENGANTAR

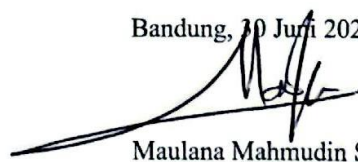
Alhamdulillah rabbil `aalamiin, puja dan puji serta syukur penulis panjatkan ke hadirat Allah S.W.T karena atas Rahmat dan hidayah-Nya penulis dapat menyelesaikan laporan perancangan sistem tata udara ini

Penulis mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah turut membantu dalam penyusunan perancangan sistem tata udara, baik bantuan moril maupun materiil. Oleh karena itu dalam kesempatan ini penulis menyampaikan rasa terima kasih kepada :

1. Allah SWT yang telah memberikan Rahmat dan Karunia-Nya kepada penulis sehingga dapat menyelesaikan penelitian ini dengan baik.
2. Orang tua tercinta yang telah memberikan doa dan dukungan yang tiada hentinya kepada Penulis.
3. Bapak Dr. Ir. Sugiharto, M.T. selaku ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Pasundan Bandung.
4. Bapak Dr. Ir. Endang Achdi, M.T. selaku pembimbing utama dalam penyusunan penelitian ini.
5. Bapak Dr. Ir. Syahbardia, M.T. selaku pembimbing pendamping dalam penyusunan penelitian ini.
6. Dosen-dosen dan seluruh karyawan Universitas Pasundan Jurusan Teknik Mesin yang telah memberikan saran dan bantuannya dalam pengerjaan penelitian ini.
7. Bapak Lukman Arief Mulyana, S.T. dan Fajar Pradana Putra, S.T. selaku atasan penulis di tempat kerja.
8. Semua pihak yang telah terlibat dalam membantu penyusunan penelitian ini, terutama Tenti dan Resti sebagai rekan Penulis, dan yang lainnya yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Akhir kata, Penulis menyadari masih terdapat banyak kesalahan dan kekurangan dalam penyusunan maupun penyajian laporan ini. Semoga laporan ini dapat memberikan manfaat dan membawa ilmu pengetahuan umumnya bagi semua pembaca dan khususnya bagi penulis. *Wassalamu 'alaikum Wr.Wb*

Bandung, 30 Juni 2026



Maulana Mahmudin Salim

DAFTAR ISI

SURAT PERNYATAAN	I
SURAT PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI	II
LEMBAR PENGESAHAN PEMBIMBING	III
LEMBAR PENGESAHAN.....	IV
KATA PENGANTAR.....	V
DAFTAR ISI	VI
DAFTAR GAMBAR.....	X
DAFTAR TABEL	XI
ABSTRAK	XII
ABSTRACT.....	XIII
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1. Latar Belakang	1
2. Rumusan Masalah	2
3. Tujuan	2
4. Manfaat penelitian.....	2
5. Batasan Masalah.....	3
6. Sistematika Penulisan.....	3
BAB II STUDI LITERATUR.....	4
1. Ruang Pengecatan.....	4
2. Sistem Tata Udara	5
A. Air Conditioner (AC)	6
B. Variable Refrigerant Flow (VRF).....	6
C. AC Central	7
3. Sistem Tata Udara Pada Ruang Pengecatan.....	11
4. Kalor Pendingin Ruang.....	13
A. Kalor melalui konduksi dinding luar (Q_d).....	14

D.	Kalor melalui konduksi atap (Q_a)	14
E.	Kalor melalui konduksi Kaca (Q_k).....	15
F.	Kalor melalui radiasi kaca (Q_r).....	16
G.	Kalor dari lantai (Q_{Lt}).....	16
H.	Kalor melalui partisi (Q_{par})	17
I.	Kalor pada lampu (Q_L).....	17
J.	Kalor dari penghuni (Q_p)	17
K.	Kalor dari peralatan (Q_{al}).....	18
5.	Kalor Infiltrasi dan Ventilasi	19
6.	Kalor Total	20
7.	Analisis Psikometri	21
8.	Saluran Udara.....	22
9.	Sistem Refrigerasi dan Performansi	23
10.	Review jurnal	29
A.	Jurnal Pertama	29
B.	Jurnal Kedua.....	30
C.	Jurnal Ketiga	30
D.	Jurnal Keempat.....	31
E.	Jurnal Kelima	32
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		33
1.	Diagram alir penelitian	33
A.	Identifikasi masalah.....	34
B.	Studi literatur.....	34
C.	Kriteria perancangan	34
D.	Analisa data.....	34
E.	Pemilihan unit	36
F.	Analisis secara teoritis performansi sistem.....	36
G.	Simpulan	36
BAB IV PERANCANGAN		37
1.	Desain ruangan.....	37
A.	Penyesuaian terhadap bulan dan mata angin.....	37
B.	Mencari nilai konduktivitas kalor pada konstruksi bangunan	38
C.	Data beban internal.....	41
D.	Nilai kalor penerangan	42

E. Nilai kalor penghuni per orang.....	42
2. Perhitungan total kalor ruangan pada kondisi puncak	43
A. Kalor dari lantai.....	43
B. Kalor dari partisi.....	44
C. Kalor dari beban penerangan.....	45
D. Kalor dari beban penghuni	46
E. Kalor total ruangan kondisi puncak.....	46
3. Kalor ventilasi dan infiltrasi	47
4. <i>Grand Total Heat (GTH)</i>	48
5. Analisis <i>Psikrometrik</i>	49
6. Saluran udara.....	50
7. Pemilihan unit	51
A. Pemilihan AHU dan <i>Chiller</i>	51
B. Pemilihan <i>filter</i>	52
C. Pemilihan pompa <i>chiller</i>	55
D. Pemilihan <i>exhaust fan</i>	56
8. Performansi unit	57
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	59
1. Kesimpulan	59
2. Saran	60
DAFTAR PUSTAKA.....	61
LAMPIRAN	64
1. <i>Layout</i> raungan <i>painting primer bonding</i>	64
2. Data geografis PT. Dirgantara Indonesia.....	65
A. Temperatur	65
B. Kelembaban.....	65
C. Temperatur tanah.....	65
3. Data hasil pengukuran konstruksi bangunan	66
A. Konstruksi dinding	66
B. Konstruksi lantai	67
C. Konstruksi atap.....	67
4. Plot data di psikrometrik	68
5. Rancangan saluran udara	69
6. Ukuran saluran udara <i>supply</i> dan <i>exhaust</i>	72

7.	Perhitungan <i>pressure drop</i> saluran udara <i>supply</i> dan <i>exhaust</i>	73
8.	Rancangan jalur pemipaan air sirkulasi	76
9.	Perhitungan <i>head pompa</i>	78
10.	Spesifikasi <i>chiller 30RAM201</i>	79
11.	Nilai koefisien gesek dari SMACNA HVAC <i>system duct design-1990</i>	80

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1 Ruang Pengecatan [1].....	4
Gambar 2 AHU dari Sistem Tata Udara [3]	5
Gambar 3 AC Split [4].....	6
Gambar 4 Sistem VRF [5].....	7
Gambar 5 Air Handling Unit [3]	8
Gambar 6 Sistem Pendingin Menggunakan DX Coil. [6]	8
Gambar 7 Mekanisme pengkondisian udara AHU dengan Water Coil [6].....	9
Gambar 8. Diagram Psikrometrik [9].....	21
Gambar 9 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Sederhana [17]	24
Gambar 10 Diagram P-h [18].....	25
Gambar 11 Diagram P-h untuk Siklus Kompresi Uap Sederhana [17].....	26
Gambar 12 Diagram alir metodologi penelitian	33
Gambar 13. Ilustrasi konstruksi dinding partisi.....	38
Gambar 14. Ilustrasi konstruksi lantai.....	40
Gambar 15. Ilustrasi konstruksi atap.....	40
Gambar 16. Pengisian <i>software</i> DesignTools DuctSizer versi 6.4.....	50
Gambar 17. Data <i>ceiling filter</i>	53
Gambar 18. Data performansi <i>ceiling filter nanoclass square EF FL</i>	53
Gambar 19. Jenis filter pada saluran <i>exhaust</i>	54
Gambar 20. Data performansi filter saluran <i>exhaust</i>	54
Gambar 21. <i>Performance curve</i> pompa sentrifugal Ebara.....	56
Gambar 22. Grafik <i>static pressure vs flow rate fan</i> Kruger.....	57
Gambar 23. Hasil plot diagram p-h secara teoritis.	57
Gambar 24. Data yang diperlukan untuk menghitung COP.	58

DAFTAR TABEL

Tabel 1. Tabel karakteristik ruangan	37
Tabel 2 Penyesuaian arah angin sesuai garis lintang selatan	38
Tabel 3 Data kontruksi dinding partisi	38
Tabel 4 Data kontruksi lantai	40
Tabel 5 Data kontruksi atap	41
Tabel 6 Nilai CLF dari kalor penerangan	42
Tabel 7 Nilai <i>CLF</i> dari kalor penghuni	43
Tabel 8. Nilai beban kalor penerangan pada setiap jam	45
Tabel 9 Nilai beban kalor penghuni pada setiap jam	46
Tabel 10 Nilai beban kalor kondisi puncak pada setiap jam.....	47
Tabel 11. Nilai <i>pressure drop</i> untuk saluran lurus.	51
Tabel 12. Hasil seleksi AHU dan <i>chiller</i>	52

ABSTRAK

Sistem tata udara pada ruangan *painting primer bonding* di PT. Dirgantara Indonesia sudah tidak bisa memenuhi klasifikasi I+D-P 060. Parameter yang diperhatikan pada I+D-P 060 yaitu temperatur 15°C - 32°C dan kelembaban relatif 40 % - 75 % sedangkan untuk pertukaran udara minimal 10 kali/jam. Oleh karena itu perlu adanya perancangan untuk memperbaharui sistem tata udara pada ruangan *painting primer bonding*.

Dalam melakukan perancangan sistem tata udara perlu dilakukan perhitungan nilai kalor yang akan dikondisikan dengan menggunakan metode *cooling load temperature difference* (CLTD) dan *Cooling load factor* (CLF), analisa *psikrometrik*, perancangan saluran udara, dan pemilihan unit. Untuk pemilihan unit akan dipilih beberapa komponen seperti *air handling unit*, *chiller*, *exhaust fan*, pompa air, dan filter udara. Besarnya nilai COP dan efisiensi juga akan dihitung secara teoritis pada unit pendingin.

Hasil dari perhitungan nilai kalor pada ruangan *painting primer bonding* dengan menggunakan temperatur ruangan 20°C dengan kelembaban 50% untuk kondisi udara luar $32,5^{\circ}\text{C}$ dengan kelembaban 73% didapatkan nilai beban pendinginannya yaitu 140 kW dengan debit udara *supply* 2018 l/s dan udara *exhaust* 1615 l/s. Selain itu unit pendingin juga dilengkapi dengan pompa dengan debit 23,7 CMH dengan *head* 25 m. *Pressure drop* pada saluran udara *supply* 407 kPa sedangkan *exhaust* memiliki dua jalur saluran udara dengan nilai *pressure drop* 132 kPa dan 126 kPa. Filter udara *supply* yang digunakan terdiri dari G3,F7, dan H13 sedangkan untuk *exhaust* ISO Coarse. Untuk nilai COP yang dihitung menggunakan data teoritis yakni $\text{COP}_{\text{aktual}}$ dari *chiller* 4,1 dan $\text{COP}_{\text{carnot}}$ 6,83 sehingga efisiensi dari unit pendinginnya yakni 60%.

Kata kunci : Perancangan tata udara, Perhitungan CLTD, *Pressure drop* saluran udara, Ruangannya pengecatan.

ABSTRACT

The air conditioning system in the primer bonding painting room at PT. Dirgantara Indonesia is no longer capable of meeting the I+D-P 060 classification requirements. The parameters specified in the I+D-P 060 standard include a temperature range of 15°C–32°C, relative humidity of 40%–75%, and a minimum air exchange rate of 10 air changes per hour. Therefore, a redesign of the air conditioning system for the primer bonding painting room is required.

The air conditioning system design process involved calculating the cooling load using the Cooling Load Temperature Difference (CLTD) and Cooling Load Factor (CLF) methods, psychrometric analysis, air duct design, and equipment selection. Several major components were selected, including an air handling unit (AHU), chiller, exhaust fan, water pump, and air filters. In addition, the coefficient of performance (COP) and cooling system efficiency were theoretically evaluated.

The cooling load calculation results for the primer bonding painting room, based on an indoor condition of 20°C and 50% relative humidity and an outdoor condition of 32.5°C and 73% relative humidity, showed a cooling load requirement of 140 kW, with a supply airflow rate of 2018 L/s and an exhaust airflow rate of 1615 L/s. The cooling system was also equipped with a water pump having a flow rate of 23.7 CMH and a head of 25 m. The pressure drop in the supply air duct system was calculated at 407 kPa, while the exhaust air duct system consisted of two ducting paths with pressure drops of 132 kPa and 126 kPa, respectively. The supply air filtration system consisted of G3, F7, and H13 filters, while the exhaust system used an ISO Coarse filter. Based on theoretical calculations, the actual COP of the chiller was 4.1 while the Carnot COP was 6.83, resulting in a cooling system efficiency of 60%.

Keywords : Air conditioning system design, air duct pressure drop, CLTD calculation, painting room.

BAB I PENDAHULUAN

1. Latar Belakang

Dalam dunia perindustrian Sistem tata udara adalah sistem yang memiliki andil cukup penting karena dapat menjaga suhu, arah aliran udara, kelembaban udara, tekanan pada suatu ruangan bahkan bisa juga digunakan untuk menjaga kualitas udara yang ada pada suatu ruangan tertentu. Untuk menjalankan industri kedirgantaraan PT. Dirgantara Indonesia memiliki fasilitas yang berhubungan dengan sistem tata udara. Salah satunya yakni sistem tata udara yang dimanfaatkan untuk menjaga temperatur, kelembaban, arah aliran udara dan juga nilai tekanan pada ruangan *Painting Primer Bonding*. Ruang *painting primer bonding* yang di PT. Dirgantara Indonesia mempunyai fungsi penting di dalam menjaga kualitas pengecatan produk. Produk hasil pengecatan ini merupakan bagian dari pesawat terbang yang terbuat dari material bonding. Diantara pelanggan produk ini yakni AIRBUS. Permasalahan yang sering terjadi yaitu kondisi ruangan *painting primer bonding* tidak sesuai dengan klasifikasi yang telah ditentukan oleh I+D-P 060 yang merupakan standar AIRBUS. Kondisi tersebut disebabkan karena *chiller* yang berfungsi hanya 1 dari 3 dan kondisi AHU yang sudah kurang baik. Kondisi ruangan baiknya ruangan *painting* ini dinyatakan dengan temperatur, kelembaban relatif udara, pertukaran udara 10 kali per-jam, dan partikel udara tidak boleh lebih dari 10 μm . Berdasarkan I+D-P 060 temperatur dan kelembaban relatif udara di ruang *painting primer* masing-masing 15°C - 32 °C dan 40 % - 75 % sedangkan untuk pertukaran udara per-jam minimal 10 kali/jam. Kondisi udara ruangan *painting primer* yang tidak sesuai standar dapat menyebabkan cat mudah terkelupas, timbulnya gelembung, terbentuk permukaan yang seperti kulit jeruk, dan waktu pengeringan serta hasil cat yang tidak rata. Untuk menjaga temperatur dan kelembaban relatif udara, sistem tata udara akan mengalirkan udara yang telah dikondisikan ke ruang *painting primer*.

Berdasarkan permasalahan yang telah dikemukakan pada paragraf pertama, maka pada penelitian ini akan diupayakan perancangan sistem tata udara untuk ruangan *painting primer bonding*. Sistem tata udara yang akan dirancang untuk menjaga kondisi udara yang dialirkan ke ruang *painting primer* sesuai dengan standar I+D-P 060. Proses perancangan sistem tata udara ini meliputi perhitungan beban kalor, plot pada diagram psikometrik untuk memilih unit dari sisitem tata udara yang baru, merancang saluran udara, dan menghitung performasi unit pendingin. Sehingga, diharapkan ruang pengecatan (*painting booth*) dapat beroperasi sesuai dengan persyaratan yang ditetapkan dalam spesifikasi I+D-

P 060, yaitu mempertahankan kondisi udara pada temperatur terkontrol sebesar 22 °C, kelembaban relatif sebesar 50 %, ukuran partikel udara tidak lebih dari 10 µm, serta tingkat pergantian udara (*air change rate*) sebesar 10 kali per jam, sehingga kualitas proses pengecatan dan hasil akhir permukaan dapat terjaga secara konsisten.

2. Rumusan Masalah

Berdasarkan permasalahan dan upaya yang akan dilakukan seperti dikemukakan pada latar belakang, maka rumusan permasalahan penelitian ini sebagai berikut.

1. Bagaimana merancang sistem tata udara untuk ruangan *Painting Primer Bonding* sesuai dengan pedoman dan standar.
2. Bagaimana menghitung beban pendinginan untuk ruangan *Painting Primer Bonding*.
3. Bagaimana memilih unit sistem tata udara untuk ruangan *Painting Primer Bonding*.
4. Bagaimana merancang saluran distribusi udara untuk ruangan *Painting Primer Bonding*.
5. Bagaimana performansi dari unit pendingin yang digunakan.

3. Tujuan

Berdasarkan rumusan masalah yang sudah kemukakan, maka tujuan dari penelitian ini adalah mengevaluasi kondisi ruang pengecatan dan merancang sistem tata udara baru pada ruangan *painting primer bonding*.

4. Manfaat penelitian

Adapun manfaat penelitian ini sebagai berikut.

1. Dapat meningkatkan efesiensi proses produksi di PT. Dirgantara Indonesia.
2. Dapat mengurangi biaya perawatan fasilitas di PT. Dirgantara Indonesia.
3. Dapat dijadikan alternatif solusi dari permasalahan yang ada pada *Painting Room*

5. Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Ruang yang dirancang adalah hanya ruangan *Painting Primer Bonding*.
2. Sistem yang digunakan adalah Chiller AHU.
3. Perancangan beban pendingin saat beban puncak dengan metode *cooling load temperature difference* (CLTD) dan *Cooling load factor* (CLF).
4. Perhitungan beban pendinginan untuk ruangan *Painting Primer Bonding* akan dihitung menggunakan metode yang telah dijelaskan pada *ASHRAE Cooling Load Calculation*.
5. Perancangan saluran distribusi udara akan merujuk pada SMACNA.

6. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan laporan usulan skripsi ini disusun dengan urutan sebagai berikut.

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini menjelaskan tentang latar belakang, rumusan masalah, tujuan, manfaat, batasan masalah, dan sistematika laporan Tugas Akhir.

Bab II TINJAUAN PUSTAKA

Bab ini berisikan teori-teori dasar mengenai sistem tata udara, pengertian mengenai ruangan pengecatan, kalor pendinginan ruangan, kalor infiltrasi dan ventilasi, kalor total, Psikometrik, saluran udara serta sistem refrigerasi dan performansi.

Bab III METODE PENELITIAN

Bab ini terdiri dari diagram alur penelitian dari awal hingga selesai.

BAB IV RENCANA KEGIATAN DAN ANGGARAN

Bab ini tentang susunan jadwal rencana kegiatan dan perkiraan anggaran biaya.

BAB II STUDI LITERATUR

1. Ruang Pengecatan

Ruang pengecatan merupakan ruangan berventilasi khusus dan aman yang di sediakan untuk melakukann proses pengecatan. ruangan ini dilengkapi dengan kipas exhaust yang berfungsi untuk menghisap debu, uap air dan kotoran di udara dalam ruangan supaya tidak ikut menempel bersama dengan cat [1]. Didalam ruangan pengecatan dapat mengontrol beberapa aspek penting seperti temperatur, kelembaban relatif udara, arah angin dan juga tekanan [1]. Ada pun prosesnya, proses pengecatan diawali dengan persiapan permukaan komponen, termasuk pembersihan dan cat dasar. Selanjutnya cat diaplikasikan menggunakan *spray gun* dengan tekanan udara yang diatur. Udara dalam ruangan akan terus bersirkulasi melalui sistem ventilasi sementara filter menangkap partikel cat berlebih supaya lingkungan tidak tercemar. Setelah pengecatan selesai, digunakan sistem pemanas untuk mengeringkan komponen hingga cat kering dan siap digunakan [2].



Gambar 1 Ruang Pengecatan

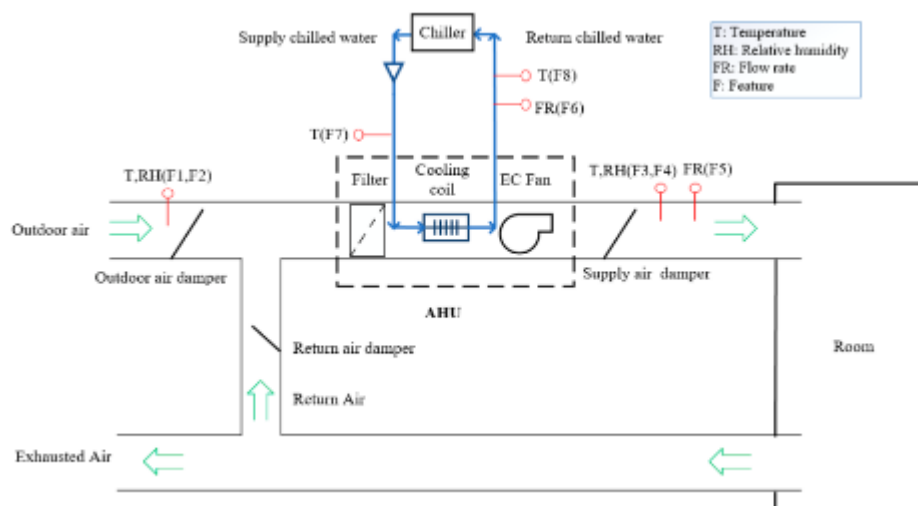
Spray booth merupakan fasilitas penting dalam industri penerbangan yang menjamin hasil cat berkualitas tinggi dan tahan lama. Dengan sistem ventilasi, pemanas, penerangan, dan keselamatan yang optimal, *spray booth* tidak hanya meningkatkan efisiensi proses pengecatan tetapi juga menjaga kesehatan dan keselamatan pekerja. Keuntungan menggunakan *spray booth* adalah:

- Menghasilkan lapisan cat yang merata dan berkualitas tinggi.

- Mempercepat proses pengeringan dan pengerasan cat.
- Mengurangi risiko kontaminasi debu dan benda asing.
- Meningkatkan keselamatan di tempat kerja dengan mengurangi paparan bahan kimia berbahaya.

2. Sistem Tata Udara

Sistem tata udara adalah suatu sistem yang mengatur suhu, kelembaban, kecepatan aliran udara, pendistribusian udara secara merata dan kualitas udara agar menciptakan lingkungan yang nyaman serta sehat. Sistem ini dipergunakan dalam banyak sekali sektor, seperti perkantoran, rumah sakit, industri manufaktur, dan transportasi.



Gambar 2 AHU dari Sistem Tata Udara [3]

Komponen utama sistem tata udara mencakup Ventilasi, yang bertugas mengganti udara kotor menggunakan udara bersih melalui metode alami atau mekanis. Pemanas serta pendingin udara yang berfungsi untuk menyesuaikan suhu dan kelembaban dengan kebutuhan ruangan. Filtrasi udara memakai filter HEPA atau filter dengan jenis yang lainnya berfungsi untuk menghilangkan debu dan polutan. Udara yg telah diolah kemudian didistribusikan dengan bantuan *Blower* melalui sistem saluran udara, memastikan peredaran udara optimal tanpa kebocoran [3].

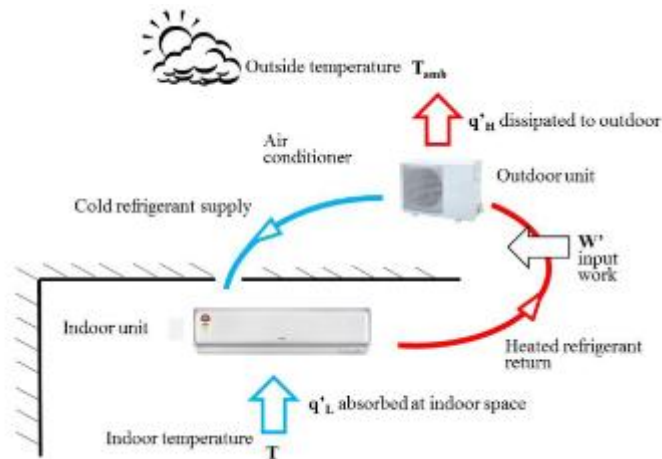
Prinsip kerja sistem tata udara dimulai dengan pengambilan udara dari luar atau dalam ruangan, lalu disaring, didinginkan menggunakan koil pendingin, serta didistribusikan menggunakan *fan* atau *blower*. Udara bekas dibuang melalui ventilasi sehingga dapat menjaga sirkulasi yang baik. Sebelum dibuang ke lingkungan udara bekas akan disaring terlebih dahulu supaya aman untuk lingkungan. Aplikasinya meliputi

perkantoran untuk kenyamanan kerja, rumah sakit untuk mencegah penyebaran infeksi, industri farmasi untuk menjaga kebersihan produk, serta transportasi dan penerbangan untuk mengatur tekanan udara dan kadar oksigen. Dengan teknologi yang semakin canggih, sistem tata udara kini lebih efisien dan ramah lingkungan. Penerapannya yang optimal dapat meningkatkan kualitas hidup serta produktivitas pada banyak sektor.

Berdasarkan cara kerja dan aplikasinya, sistem AC dapat dikategorikan menjadi beberapa jenis, yaitu:

A. Air Conditioner (AC)

AC konvensional dalam rumah tangga dan perkantoran kecil adalah jenis AC yang paling umum digunakan. Tipe ini terdiri dari AC Split, yang memiliki unit *indoor* dan *outdoor*, serta AC Window, yang seluruh komponennya terintegrasi dalam satu unit.



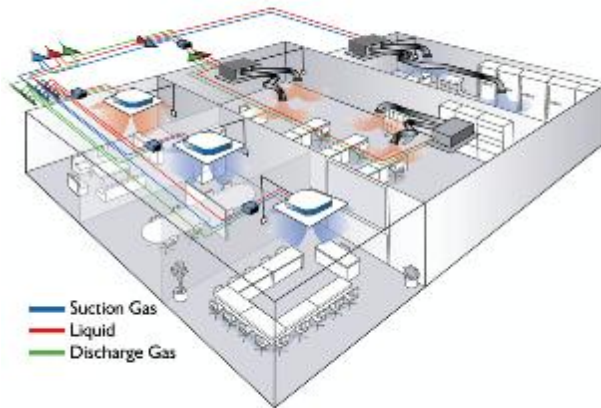
Gambar 3 AC Split [4]

B. Variable Refrigerant Flow (VRF)

Variable Refrigerant Flow (VRF) merupakan pengembangan dari konsep *ductless multisplit*, di mana satu unit *outdoor* dapat melayani banyak unit *indoor* dengan kapasitas dan konfigurasi berbeda. Keunggulan utama VRF adalah kemampuannya mengatur aliran refrigeran secara variabel ke setiap unit indoor, sehingga memungkinkan kontrol suhu yang presisi, pengoperasian hemat energi, serta fleksibilitas dalam desain dan instalasi [5].

VRF menawarkan beberapa manfaat, seperti instalasi yang relatif mudah karena unitnya modular dan ringan, serta tidak memerlukan ruang mesin besar. Sistem ini cocok untuk bangunan bertingkat, hotel, kantor, dan rumah sakit yang

membutuhkan kontrol zona individu. Dari sisi efisiensi energi, VRF mampu mengurangi kehilangan energi akibat ducting (sekitar 10–20%) dan memberikan efisiensi tinggi pada beban parsial melalui penggunaan kompresor inverter [5].

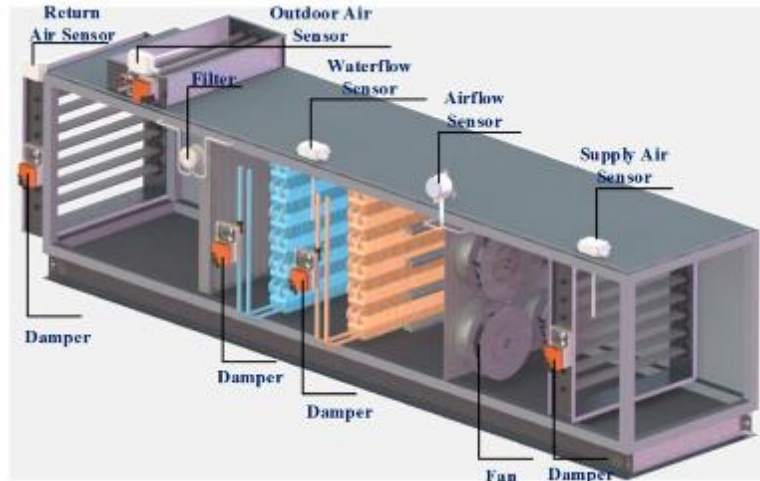


Gambar 4 Sistem VRF [5]

C. AC Central

AC central adalah sistem tata udara yang lebih kompleks yang biasanya digunakan di gedung besar dan fasilitas industri. *AC Central* dapat mengatur suhu, kelembaban relatif udara, kecepatan udara dan kualitas udara sebelum didistribusikan ke berbagai ruangan melalui sistem saluran udara. Umumnya dalam sistem *AC central* terdapat beberapa sistem penting seperti *Air Handling Unit* (AHU), *Chiller*, saluran udara dan *Exhaust Fan*.

AHU berfungsi untuk mengolah udara sebelum didistribusikan ke berbagai ruangan. Proses ini mencakup penyaringan udara, pendinginan atau pemanasan udara, serta kontrol kelembaban.



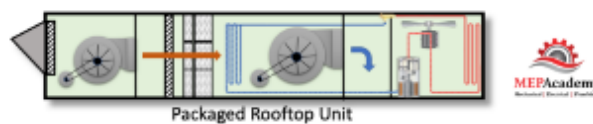
Gambar 5 Air Handling Unit [3]

Dapat dilihat pada gambar 5 komponen utama dalam sistem AHU meliputi:

- Koil pendingin dan pemanas dapat mengubah suhu udara,
Koil pendingin adalah komponen utama sistem tata udara (ditunjukkan dengan warna biru pada gambar 5), berfungsi sebagai komponen yang menurunkan suhu udara dengan cara udara panas yang diserap ketika melewatinya. Sehingga bisa memastikan suhu udara yang didistribusikan sesuai dengan persyaratan. Koil pendingin bekerja melalui proses perpindahan panas antara udara dan fluida pendingin, seperti air dingin atau *refrigerant*. Koil pendingin memiliki beberapa jenis yakni:

- DX Coil (*Coil Expansion Direct*)

DX Coil atau koil DX ini adalah sistem pendinginan yang langsung menggunakan *refrigerant* sebagai fluida pendinginnya.



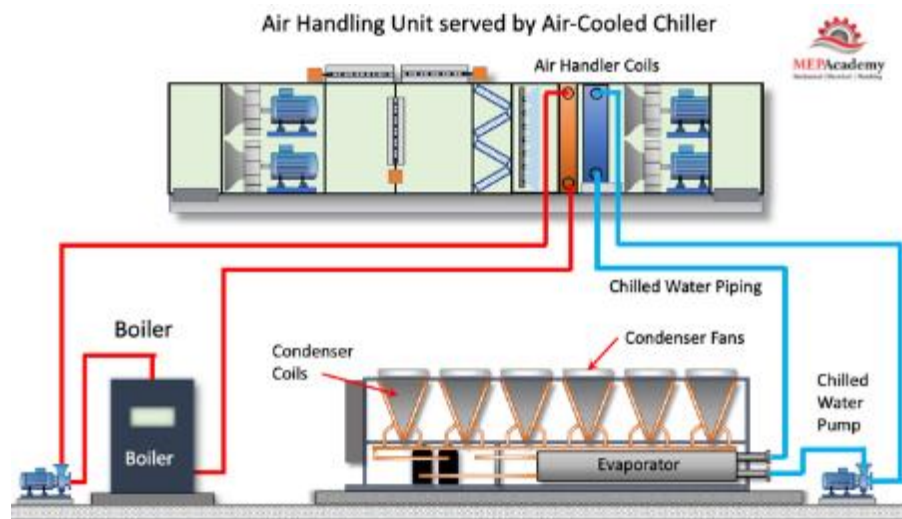
Gambar 6 Sistem Pendingin Menggunakan DX Coil. [6]

Pada gambar 6 Menunjukkan bagaimana sistem koil DX. *Refrigerant* dingin (garis biru) dialirkan langsung ke AHU (*Package Unit*). Pada AHU (*Package Unit*) refrigeran dingin yang ada di dalam koil pendingin akan dihembuskan udara dari ruangan yang akan didinginkan menggunakan *fan*. Dengan menggunakan koil DX untuk komponen

yang digunakan akan lebih sederhana akan tetapi dari segi kapasitas pendinginan koil DX memiliki kapasitas kecil.

- *Chilled Water Coil*

Pada *Chilled Water Coil* pendinginan menggunakan air dingin yang dialirkan dari *chiller* untuk menyerap panas dari udara. Sistem seperti ini biasa digunakan dalam AHU gedung besar, rumah sakit, dan sektor manufaktur.



Gambar 7 Mekanisme pengkondisian udara AHU dengan Water Coil [6]

Pada gambar 7. menjelaskan bahwa AHU yang koil pendinginnya menggunakan air dingin yang mana sebelum didistribusikan ke AHU air didinginkan terlebih dahulu oleh Chiller. Dengan menggunakan koil air memang komponen yang digunakan lebih banyak akan tetapi dari segi kapasitas pendinginan koil air memiliki kapasitas yang lebih besar daripada Koil DX.

- Filter udara

Untuk menjaga kualitas udara dalam ruangan, terutama di fasilitas seperti rumah sakit, laboratorium, dan industri farmasi. Filter udara dalam *air handling unit* (AHU) harus digunakan dengan benar. Filter pada AHU berfungsi untuk menyaring debu, partikel kecil, bakteri, dan polutan sebelum udara didistribusikan ke dalam ruangan. Sedangkan tipe filter terdiri dari sebagai berikut:

- Pre-filter, Digunakan sebagai tahap awal penyaringan untuk mengumpulkan partikel besar seperti debu dan serbuk. Biasanya terbuat dari serat sintetis pre-filter memperpanjang umur filter utama.

- Medium Filter, Digunakan untuk mengumpulkan partikel sedang seperti debu halus dan serbuk sari. Dengan nilai MERV (*Minimum Efficiency Reporting Value*) 8-13, filter ini memiliki efisiensi penyaringan 60%, yang membuatnya ideal untuk digunakan di fasilitas kesehatan dan perusahaan farmasi [7].
- Filter HEPA (High-Efficiency Particulate Air), Filter HEPA dapat menyaring partikel dengan ukuran hingga 0,3 mikron hingga 99,97 %. Filter ini digunakan di ruang operasi dan laboratorium untuk mencegah kontaminasi udara oleh bakteri atau virus [8].
- *Humidifier*
Humidifier digunakan untuk menjaga kelembaban relatif (*Relative Humidity* atau RH) udara yang disuplai oleh AHU dalam kisaran yang diinginkan. Menurut standar kenyamanan termal ASHRAE, kelembaban ideal dalam ruangan adalah 40–60% RH [9], [10]. *Humidifier* ini biasa ditempatkan setelah koil pendingin dalam AHU. Hal ini bertujuan supaya kelembaban yang ditambahkan tidak hilang lagi akibat proses kondensasi koil pendingin. Sedangkan untuk jenis *humidifier* sebagai berikut [10], [11]:
 - *Steam humidifier*
 Menggunakan uap air dengan menggunakan pemanas listrik atau uap dari boiler, kemudian uap air tersebut langsung disalurkan ke dalam aliran udara AHU. *Humidifier* uap memberikan kontrol kelembaban yang paling akurat, terutama pada aplikasi medis dan ruang bersih.
 - *Evaporative humidifier*
 Udara dilewatkan ke media basah, lalu air akan menguap secara alami ke dalam aliran udara. Jenis ini memiliki efisiensi tinggi, namun untuk keakuratan kurang baik. "Humidifikasi evaporatif bergantung pada penguapan alami dan hemat energi, namun memerlukan kualitas air yang baik untuk mencegah pertumbuhan mikroba."
 - *Ultrasonic humidifier*
 Menciptakan kabut air yang halus menggunakan getaran ultrasonik kemudian dialirkan ke dalam saluran udara. Cocok untuk lingkungan yang membutuhkan kebisingan rendah dan presisi yang tinggi.
 - *Pray nozzle humidifier*

Menyalurkan air bertekanan tinggi yang mana jika diberikan *nozzle* sehingga membentuk kabut halus ke aliran udara. Selain melembabkan, proses ini juga mendinginkan secara alami.

- Blower

Blower berfungsi untuk menggerakkan aliran udara didalam AHU. Tanpa blower udara tidak akan mengalir sesuai dengan apa yang diharapkan karena untuk mengalirkan udara melalui filter udara, koil pendingin atau pemanas, humidifier udara perlu dialirkan dengan bantuan blower. Kipas atau blower berfungsi sebagian besar untuk mengatasi hambatan aliran udara dan menjaga aliran udara tetap sesuai dengan beban termal ruangan [10].

3. Sistem Tata Udara Pada Ruangan Pengecatan

Ruangan pengecatan (*Spray Booth*) adalah fasilitas penting di berbagai industri seperti industri otomotif, peralatan rumah tangga bahkan industri pesawat terbang. Umumnya sistem tata udara pada ruangan pengecatan dirancang untuk mengatur temperatur dan kelembaban sesuai spesifikasi yang dibutuhkan, menyediakan aliran udara laminar (seragam), menjaga tekanan udara ruangan, menyaring partikel cat dan bahan kimia lainnya. Sistem ventilasi pada ruang pengecatan harus diatur sebaik mungkin untuk mengontrol partikel halus bahan kimia dan meminimalisir dari partikel yang mudah terbakar [12].

Adapun untuk jenis-jenis tipe aliran udara pada ruang pengecatan ada empat yakni [13] :

- *Down draft booth* (Aliran udara vertikal turun)

Pada aliran udara vertikal turun ini udara bersih masuk melalui plafon dan mengalir kebawah secara vertikal setelah itu udara kotor, partikel cat dan bahan kimia yang ada didalam ruangan ditarik keluar melalui lantai khusus (berpori) selanjutnya udara kotor tersebut akan disaring. Pada jenis ini memiliki keunggulan untuk memberikan lingkungan pengecatan paling bersih, karena cat yang berlebihan langsung dibuang melalui lantai. Selain itu sistem ini akan mengurangi kemungkinan kontaminasi silang dari operator atau partikel melayang di udara. Jenis ini pun cocok untuk pengecatan kendaraan, pesawat, dan peralatan industri.

- *Side draft booth* (Aliran udara samping)

Pada aliran udara samping ini udara bersih masuk dari bagian atas ruangan (biasanya di bagian tengah plafon) lalu bersirkulasi ke samping menuju dinding yang telah dilengkapi *exhaust* dan filter sehingga udara bergerak horizontal-parsial ke samping secara sistematis. Pada jenis ini memiliki keunggulan aliran udara yang relatif bersih

di area kerja, jika posisi berdiri diluar jalur udara utama akan mengurangi kontaminasi dari operator, juga biaya pembuatan akan lebih murah dibandingkan aliran udara vertikal turun karena tidak perlu membuat jalur *exhaust* di lantai. Jenis ini biasa dipakai di manufaktur kendaraan bermotor, industri alat berat, dan perakitan mesin.

- *Cross draft booth* (aliran udara lintas/searah horizontal)

Pada aliran udara searah horizontal ini udara masuk dari satu sisi ruangan (biasanya dari depan atau samping), mengalir secara horizontal melintasi ruangan menuju *exhaust* filter disisi yang berlawanan. Karena aliran udara pada jenis ini sederhana dan tidak memerlukan instalasi kompleks, sehingga biaya pembuatannya menjadi yang paling rendah, mudah dipasang dan dioperasikan. Jenis ini cocok untuk bengkel kecil, UKM, atau industri pengecatan ringan. Akan tetapi potensi kontaminasi dari operator akan tinggi dan cat pada spray yang berlebihan bisa menempel pada objek ini menjadi kekurangan pada jenis aliran udara searah horizontal.

- *Semi down draft booth* (aliran campuran vertikal-horizontal)

Pada jenis ini menggabungkan antara *down draft* dan *cross draft* sehingga udara akan masuk dari sebagian plafon lalu bergerak secara diagonal ke arah lantai belakang atau sisi *exhaust*. Jenis ini tidak menggunakan pit (lantai khusus berpori) sehingga untuk biaya pembuatan akan lebih rendah dari *down draft* dan untuk kualitas udara akan lebih baik dari *cross draft*. Namun jenis ini belum seefektif *down draft* dalam menangkap semua partikel cat berlebih dan desain harus presisi supaya tidak ada area mati yang tidak tersirkulasikan.

Selain jenis dari aliran udara pada sistem udara ruangan pengecatan umumnya untuk mesin pendinginannya menggunakan *Air handling unit* (AHU) yang mana sistem ini akan mengatur kecepatan aliran udara, suhu, dan kelembaban udara bersih. Pada sistem filtrasi udaranya memiliki beberapa tahap untuk memastikan tidak ada partikel yang dapat mempengaruhi kualitas produk dan kesehatan, keselamatan kerja dan lingkungan hidup. Tahapannya yakni *prefilter*, *primary filter*, HEPA/ULPA filter dan *exhaust filter* [12].

Pada sistem tata udara ruangan pengecatan memiliki beberapa persyaratan teknis yang harus dipenuhi sesuai fungsinya. Persyaratan tersebut meliputi pertama kecepatan udara yang mana kecepatan aliran udara yang cukup harus dipertahankan agar dapat mengalirkan atau membuang langsung partikel cat berlebih dan uap dari pelarut cat [13]. Yang kedua yakni tekanan udara, tekanan udara positif digunakan untuk ruangan yang tidak mau terkontaminasi dari lingkungan di sekitarnya sedangkan tekanan udara negatif digunakan udara yang di dalam ruangan tidak mencemari udara lingkungan di sekitarnya dari zat-zat yang berbahaya. Sedangkan untuk yang ketiganya yaitu temperatur dan

kelembaban ini bertujuan untuk jika udara terlalu kering akan menyebabkan cepatnya pengeringan cat di udara (*overspray*), sedangkan jika terlalu lembab akan menurunkan daya rekat cat [13].

4. Kalor Pendingin Ruangan

Kalor pendinginan dapat didefinisikan sebagai nilai besarnya kalor yang harus dikeluarkan atau dipindahkan dari udara ruangan yang akan dikondisikan hingga mencapai kondisi ruangan yang telah dirancang. Atau bisa juga untuk mendapatkan nilai banyaknya beban kalor yang harus diserap evaporator mesin pendingin. Perhitungan kalor pendinginan dibutuhkan untuk memilih kapasitas unit mesin pendingin yang sesuai dengan kalor puncak. Beberapa metoda yang dapat digunakan untuk melakukan perhitungan kalor pendingin adalah [14]:

- a. *Transfer function methode* (TFM)
- b. *Cooling Load Teemperature Difference* (CLTD) dan *Cooling Load Factor* (CLF)
- c. *Total equivalent Temperature differential/ Time Averaging* (TETD/TA)

Untuk metode perhitungan kalor pendingin melalui CLTD dan CLF mengacu pada ASHRAE *Cooling Load Calculation*, disana terdapat daftar tabel yang digunakan dalam perhitungan beban pendinginan. Nilai CLTD yang terdapat pada tabel *Handbook ASHRAE Cooling and Heating Load Manual* hanya berlaku untuk keadaan [15]:

- a. Dinding dan atap berwarna gelap dengan koefisien absorpsi 0,30
- b. Temperatur ruangan 20 °C atau 68 °F
- c. Temperatur udara luar maksimum 95 °F dengan temperatur udara luar koreksi 85 °F dan daily range 21 °F
- d. 40°LU , 21 juli dan kondisi langit cerah
- e. Nilai R outside 0,333 hr ft² °F/ Btu dan R inside 0,685 hr ft² °F/ Btu.

Untuk kondisi perancangan yang tidak sesuai harus digunakan CLTD koreksi (CLTDcorr)

Dilihat berdasarkan sumbernya kalor pendinginan terbagi kedalam 2 jenis beban yaitu beban eksternal dan beban internal. Kalor eksternal terdiri atas kalor melalui konduksi dinding, kalor melalui konduksi atap, kalor melalui konduksi kaca, kalor radiasi kaca, kalor melalui lantai dan kalor melalui partisi. Sedangkan untuk kalor internal yaitu kalor dari lampu, kalor dari manusia dan kalor dari peralatan. Masing-masing perhitungan beban tersebut dapat dijabarkan seperti yang telah dijelaskan pada *ASHRAE, Cooling and heating calculation manual* sebagai berikut :

A. Kalor melalui konduksi dinding luar (Q_d)

Merupakan kalor yang ditimbulkan oleh dinding yang terkena sinar matahari secara langsung, besarnya dapat dihitung dengan persamaan 2.1 [15].

$$Q_d = U \times A \times CLTD_{corr} \quad (2.1)$$

Dimana :

Q_d = Besarnya kalor melalui dinding (Btu/hr)

U = Koefisien perpindahan kalor untuk dinding (Btu/hr.ft².°F)

A = Luas dinding (ft²)

$CLTD_{corr}$ = *Cooling Load Temperature Difference Corrected* (°F)

Untuk dapat mendapatkan nilai $CLTD_{corr}$ digunakan persamaan 2.2 [15].

$$CLTD_{corr} = (CLTD + LM) \times K + (78 - T_r) + (T_o - 85) \quad (2.2)$$

Dimana :

$CLTD$ = *Cooling Load Temperature Difference* (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 3.10*)

LM = *Latitude Month* (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 3.12*)

K = Koefisien warna dinding [15]

$K = 0,65$ if *permanently light colored*

$K = 0,83$ if *permanently medium colored*

$K = 1,0$ if *permanently dark colored*

T_r = Temperatur rancangan (°F).

T_o = Temperatur udara luar (°F).

D. Kalor melalui konduksi atap (Q_a)

Merupakan kalor yang ditimbulkan oleh atap yang terkena sinar matahari secara langsung, besarnya dihitung dengan persamaan 2.3 [15].

$$Q_a = U \times A \times CLTD_{corr} \quad (2.3)$$

Dimana :

Q_a = Besarnya kalor melalui atap (Btu/hr)

U = Koefisien perpindahan kalor untuk atap (Btu/hr.ft².°F)

A = Luas atap (ft²)

$CLTD_{corr}$ = Cooling Load Temperature Difference Corrected ($^{\circ}\text{F}$)

Untuk mendapatkan nilai $CLTD_{corr}$ digunakan persamaan 2.4.

$$CLTD_{corr} = [(CLTD + LM) \times K + (78 - T_r) + (T_o - 85)] \times f \quad (2.4)$$

Dimana :

$CLTD$ = Cooling Load Temperature Difference (ASHRAE GRP 158 Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 3.10)

LM = Latitude Month (ASHRAE GRP 158 Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 3.12)

K = Koefesien warna atap [15]

$K = 0,5$ if permanently light-colored

$K = 1,0$ if dark colored

T_r = Temperatur rancangan ($^{\circ}\text{F}$)

T_o = Temperatur udara luar ($^{\circ}\text{F}$).

f = faktor koreksi terhadap attic

$f = 1$, jika tidak terdapat attic atau duct

$f = 0,75$, jika ruangan tersebut memiliki ventilasi positif.

E. Kalor melalui konduksi Kaca (Q_k)

Besarnya kalor konduksi yang ditimbulkan oleh kaca yang terkena sinar matahari secara langsung adalah sebagaimana dijabarkan dalam persamaan 2.5 [15].

$$Q_k = U \times A \times CLTD_{corr} \quad (2.5)$$

Dimana :

Q_k = Besarnya kalor konduksi kaca (Btu/hr)

U = Koefesien perpindahan kalor untuk konduksi kaca (Btu/hr.ft². $^{\circ}\text{F}$)

A = Luas Kaca (ft²)

$CLTD_{corr}$ = Cooling Load Temperature Difference Corrected ($^{\circ}\text{F}$)

Untuk mendapatkan nilai $CLTD_{corr}$ digunakan persamaan 2.6 [15].

$$CLTD_{corr} = CLTD \times K + (78 - T_r) + (T_o - 85)] \times f \quad (2.6)$$

Dimana :

$CLTD$ = Cooling Load Temperature Difference, °F (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 3.23*)

T_r = Temperatur rancangan (°F)

T_o = Temperatur udara luar (°F)

F. Kalor melalui radiasi kaca (Q_r)

Besarnya kalor melalui radiasi kaca terdiri dari radiasi kaca yang terteduhi dan tidak terteduhi, besarnya kalor dihitung dengan persamaan 2.7 sampai 2.9 [15].

$$Q_r = Q_{sh} + Q_{ush} \quad (2.7)$$

$$Q_{sh} = A_{sh} \times SC \times SHGF_{sh} \times CLF \quad (2.8)$$

$$Q_{ush} = A_{ush} \times SC \times SHGF_{ush} \times CLF \quad (2.9)$$

Dimana :

Q_r = Kalor radiasi kaca total (Btu/hr)

Q_{sh} = Kalor radiasi melalui kaca teduh (Btu/hr)

Q_{ush} = Kalor radiasi melalui kaca tidak teduh (Btu/hr)

A_{sh} = Luas kaca teduh (ft²)

A_{ush} = Luas kaca tidak teduh (ft²)

$SHGF_{sh}$ = Solar Heat Gain factor teduh (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 3.26*) [15]

$SHGF_{ush}$ = Solar Heat Gain factor tidak teduh (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 3.25*) [15]

SC = Koefesien teduh kaca (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 3.18*) [15]

CLF = cooling load factor (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 3.27*) [15]

G. Kalor dari lantai (Q_{lt})

Nilai kalor dari lantai bisa dihitung menggunakan persamaan 2.10 [15].

$$Q_{lt} = U \times A \times TD \quad (2.10)$$

Dimana :

Q_{lt} = Besarnya kalor lantai (Btu/hr)

U = Koefesien perpindahan kalor untuk lantai (Btu/hr.ft².°F)

A = Luas lantai (ft²)

TD = *Temperature difference* (°F), perbedaan temperatur antara temperature tanah dengan ruangan yang dikondisikan.

H. Kalor melalui partisi (Q_{par})

Besarnya kalor partisi baik partisi kaca atau dinding dapat dihitung dengan persamaaan 2.11 [15].

$$Q_{par} = U \times A \times TD \quad (2.11)$$

Dimana :

Q_{par} = Besarnya kalor partisi (Btu/hr)

U = Koefesien perpindahan kalor untuk partisi (Btu/hr.ft².°F)

A = Luas partisi (ft²)

TD = *Temperature difference* (°F), perbedaan temperatur antara ruang partisi dengan ruangan yang dikondisikan.

I. Kalor pada lampu (Q_L)

Nilai kalor pada lampu bisa dihitung menggunakan persamaan 2.12 [15].

$$q_s = 3,41 \times q_i \times F_u \times F_s \times CLF \quad (2.12)$$

Dimana :

q_s = beban penarangan/ lampu (W)

q_i = Daya Lampu (W)

F_u = persentase penggunaan lampu

F_s = faktor ballast (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual*, Table 4.1)

CLF = *cooling load factor* (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual*, Table 4.2, 4.3, 4.4A~E)

J. Kalor dari penghuni (Q_p)

Kalor yang dikeluarkan oleh tubuh manusia terdiri dari kalor sensible dan kalor laten. Untuk perhitungannya dapat dilihat pada persamaan 2.13 sampai 2.15 [15].

$$Q_p = Q_s + Q_l \quad (2.13)$$

$$Q_s = \left(\frac{q_s}{q}\right) \times n \times CLF \quad (2.14)$$

$$Q_l = \left(\frac{q_l}{q}\right) \times n \quad (2.15)$$

Dimana :

Q_p = Beban kalor penghuni (W)

Q_s = Kalor sensible yang dihasilkan (W)

Q_l = Kalor laten yang dihasilkan (W)

$\left(\frac{q_s}{q}\right)$ = Kalor sensible penghuni (W) (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 4.5*)

$\left(\frac{q_l}{q}\right)$ = Kalor laten penghuni (W) (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 4.5*)

n = jumlah penghuni

CLF = *cooling load factor* (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 4.6*)

K. Kalor dari peralatan (Q_{al})

Kalor yang dikeluarkan oleh peralatan terdiri dari kalor sensible dan kalor laten.

Untuk perhitungannya dapat dilihat pada persamaan 2.16, 2.17, 2.18 [15].

$$Q_{al} = Q_s + Q_l \quad (2.16)$$

$$Q_s = q_s \times C_s \times CLF \quad (2.17)$$

$$Q_l = q_l \times C_l \times CLF \quad (2.18)$$

Dimana :

Q_{al} = Kalor peralatan (W)

Q_s = Kalor sensible yang dihasilkan (W)

Q_l = Kalor laten yang dihasilkan (W)

q_s = Kalor sensible peralatan (W)

q_l = Kalor laten peralatan (W)

C_s = Koefesien sensible peralatan (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 4.7*) [15]

C_l = Koefesien laten peralatan (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 4.7*) [15]

CLF = cooling load factor (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 4.10, 4.11*) [15]

Sedangkan jika peralatan mesin tersebut memiliki power dan motor dapat menggunakan persamaan 2.19 [15]:

$$Q_s = (A/B/C) \times F_l \times CLF \quad (2.19)$$

Q_s = Kalor sensible yang dihasilkan (W)

$A/B/C$ = Koefesien sensible peralatan (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 4.12*) [15]

$A/B/C$ = Overload limit peralatan (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 4.13*) [15]

CLF = cooling load factor (ASHRAE GRP 158 *Cooling Load and Heating Load Calculation Manual, Table 4.10, 4.11*) [15]

5. Kalor Infiltrasi dan Ventilasi

Masuknya udara luar kedalam ruangan yang dikondisikan dengan tidak sengaja ialah beban kalor infiltrasi. Celah-celah jendela dan pintu menjadi akses masuknya udara luar ke dalam ruangan yang sedang dikondisikan seperti yang dijelaskan di buku *ASHRAE, Cooling and heating calculation*. Rumus dari kalor infiltrasi dan ventilasi adalah sebagai berikut yang ditunjukkan pada persamaan 2.20 dan 2.21 [15].

$$Q_{sx} = 1,23 \times v_x \times \Delta T \quad (2.20)$$

$$Q_{Lx} = 3010 \times v_x \times \Delta \omega \quad (2.21)$$

Dimana :

Q_{sx} = Laju perpindahan kalor *sensible* udara dari ventilasi atau infiltrasi (W)

Q_{Lx} = Laju perpindahan kalor *laten* udara dari ventilasi atau infiltrasi (W)

v_{in} = Laju aliran udara infiltrasi (l/s)

ΔT = Perbedaan temperatur udara luar dan temperatur rancangan ($^{\circ}\text{C}$)

$\Delta \omega$ = Perbedaan rasio kelembaban antara udara luar dan udara dalam ruangan (g/kg)

Sedangkan untuk ventilasi persamaannya sama hanya saja perbedaannya dari debitnya saja. Untuk persamaan Debit udara ventilasi didapat dengan persamaan 2.24 [15].

$$v_{vent} = ACH \times V \times \frac{1}{3,6} \quad (2.22)$$

Dimana :

v_{vent} = Debit Infiltrasi (l/s)

ACH = *Air Change per Hour* / Pertukaran udara perjam

V = volume ruangan (m^3)

Debit udara ventilasi didapat dengan persamaan 2.25 [15].

$$v_{inf} = A \times \frac{Q}{A} \quad (2.23)$$

v_{inf} = Debit Infiltrasi (ft^3/min)

A = Luas dinding (m^2)

$\frac{Q}{A}$ = Debit/luas area, didapat dari table ASHRAE 5.4 (ft^3/m)

6. Kalor Total

Beban kalor total ruangan seperti yang tercantum pada *ASHRAE, Cooling and heating calculation* terdiri atas beban kalor sensibel ruangan dan beban kalor laten ruangan atau *Room Sensible Heat Gain (RSHG)* dan *Room Laten Heat Gain (RLHG)* dan yang masing-masingnya diperoleh dari penjumlahan total beban internal dan beban eksternal. Persamaan yang digunakan untuk menghitung beban pendinginan total adalah sesuai dengan persamaan 2.25 dan 2.26 berikut [15]:

$$RSHG \text{ (Watt)} = Q_d + Q_a + Q_k + Q_r + Q_{par} + Q_{lt} + Q_p + Q_L + Q_{al} \quad (2.25)$$

$$RLHG \text{ (Watt)} = Q_p + Q_{al} \quad (2.26)$$

Untuk nilai total kalor pendinginan disebut juga Grand Sensible Heat (GSH) dan Grand Laten Heat Gain (GLH) didapatkan dengan persamaan 2.27 sampai 2.29 [15].

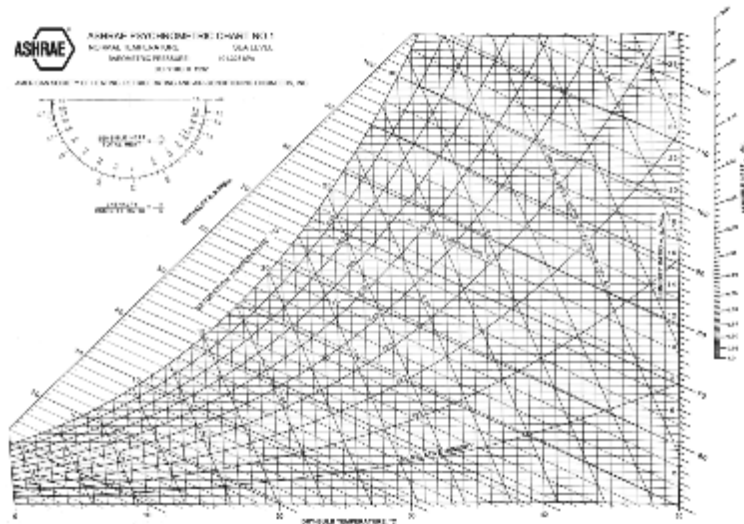
$$GSH \text{ (Watt)} = RSHG + (Q_{ish} + Q_{vsh}) = RSHG + OASH \quad (2.27)$$

$$GLH \text{ (Watt)} = RSHG + (Q_{ilh} + Q_{vlh}) = RLHG + OALH \quad (2.28)$$

$$GTH \text{ (Watt)} = GSH + GLH \quad (2.29)$$

7. Analisis Psikometri

Pada system tata udara analisis psikrometri sangat dibutuhkan. Pada diagram psikometri dapat menganalisis kondisi dan debit udara suplai, kondisi udara keluar koil pendingin, kondisi udara masuk koil pendingin, temperature dan temperatur titik embun (*apparatus dew point*). Gambar 8 merupakan diagram psikometrik. Sumbu datar dibawah menunjukkan temperatur tabung kering udara. Garis tegak disebelah kanan menunjukkan rasio kelembaban udara yaitu perbandingan antara berat uap air yang terkandung dalam udara dengan berat udara kering. Selain itu pada beberapa diagram psikometrik ada satu garis tegak lainnya disebelah kanan yang menunjukkan nilai SHR atau *sensible heat ratio*. Pada bagian kiri yang merupakan garis lengkung menunjukkan nilai temperatur tabung basah dan entalpi. Sedangkan garis-garis lengkung yang ada didalam diagram menunjukkan nilai kelembaban relatif atau RH dan volume spesifik.



Gambar 8. Diagram Psikrometrik [9]

8. Saluran Udara

Saluran udara berfungsi untuk menyalurkan sejumlah udara dari peralatan pengolah udara ke dan dari ruangan yang dikondisikan. Perancangan saluran distribusi udara merujuk pada standar internasional yang tertuang pada SMACNA. Saluran udara pada umumnya berbentuk saluran lurus, percabangan, pembesaran dan pengecilan penampang, saluran masuk dan keluar, *dampers* serta alat difusi udara yaitu *grille*, *register* dan *diffuser* [16].

Saluran udara harus dapat mengatasi tekanan- tekanan yang terjadi pada saluran.

- a. Tekanan static adalah tekanan yang harus dimiliki saluran untuk dapat mengatasi gesekan yang terjadi.
- b. Tekanan kecepatan adalah tekanan yang dibutuhkan untuk dapat menggerakkan udara dalam saluran. Besarnya nilai tekanan ini bergantung pada kecepatan udara dimasing-masing jalur saluran.
- c. Tekanan total adalah penggabungan dari tekanan statik dan tekanan kecepatan.

Dalam perancangan saluran udara ada beberapa metode yang dapat digunakan yaitu [16]:

1. Metoda penurunan tekanan
2. Metoda tekanan sama
3. Metoda gesekan sama
4. Metoda statik regain

Metoda paling umum yang digunakan dalam proses perancangan saluran udara yaitu metoda gesekan sama. Untuk menentukan drop tekanan saluran bercabang dapat menggunakan persamaan 2.30 [16].

$$\Delta P_f = C \times P_v \quad (2.30)$$

Dimana :

ΔP_f = Drop tekanan (Pa)

C = Koefisien gesek yang dapat dilihat dari tabel SMACNA.

P_v = Tekanan kecepatan (Pa)

Untuk tekanan kecepatan didapat dengan persamaan 2.31 [16].

$$P_v = 0,602 \times V^2 \quad (2.31)$$

Dimana :

P_v = Tekanan kecepatan (Pa)

V^2 = Kecepatan udara dalam saluran (m/s)

Untuk drop tekanan pada saluran lurus didapat pada persamaan 2.32 [15].

$$\Delta P_f = \frac{f \times L}{D_h} \times \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.32)$$

Dimana :

ΔP_f = Drop tekanan (Pa)

f = Friction factor, dilihat pada diagram Moody atau Ductsizer

L = Panjang saluran air duct (m)

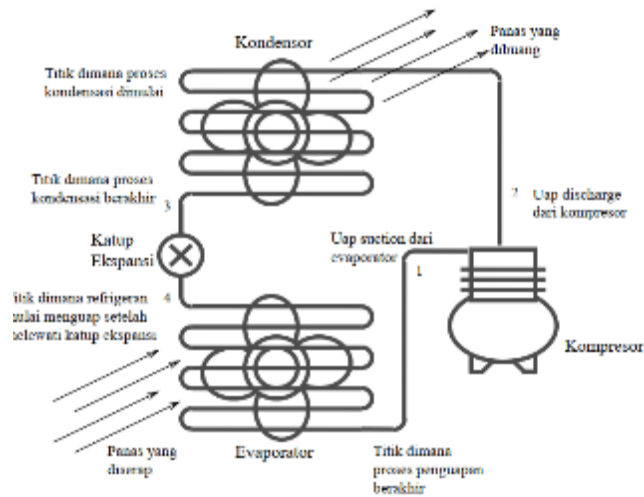
D_h = Diameter hydraulic (m)

V = Kecepatan (m/s)

ρ = Density (kg/m³)

9. Sistem Refrigerasi dan Performansi

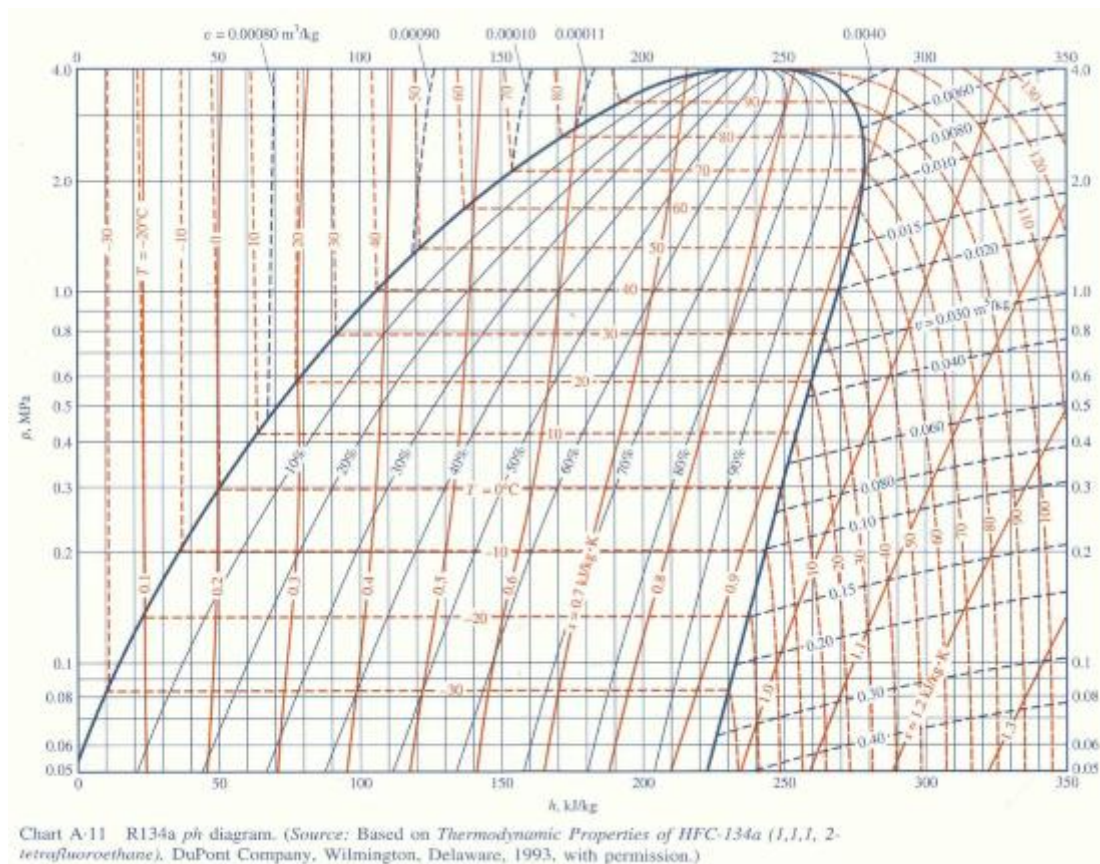
Refrigerasi merupakan suatu proses penarikan panas/kalor dari suatu benda/fluida/udara ruangan sehingga temperatur benda/fluida/udara ruangan tersebut tetap dijaga/dipertahankan agar lebih rendah dari temperatur lingkungannya Sesuai dengan konsep kekekalan energi, panas/kalor tidak dapat dimusnahkan, tetapi dapat dipindahkan dari suatu benda/fluida/udara ruangan ke benda/fluida/udara ruangan lain yang bertemperatur lebih rendah yang akan menyerap panas/kalor [daseref]. Sistem refrigerasi sangat menunjang peningkatan kualitas hidup manusia. Kemajuan dalam bidang refrigerasi akhir-akhir ini adalah akibat dari perkembangan sistem kontrol yang menunjang kinerja dari sistem refrigerasi. Apalikasi dari sistem refrigerasi tidak terbatas, tetapi yang paling banyak digunakan adalah untuk pengawetan makanan dan pendingin suhu, misalnya lemari *es freezer*, *cold storage*, *air conditioner/AC Window*, *AC split* dan AC mobil [17].



Gambar 9 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Sederhana [17].

Pada system refrigrerasi ini memiliki beberapa jenis yakni kompresi uap, heat pipe, ada juga system thermo electric, dan sebagainya. Pada tugas ahir ini system yang akan digunakan yakni sistem kompresi uap. Sistem kompresi uap adalah sistem refrigerasi yang banyak digunakan. Pada sistem kompresi uap bekerja dengan menaikkan tekanan pada refrigeran setelah itu merubah fasa dari uap menjadi cair dan setelah itu menurunkan tekanan secara derasti sehingga dari penurunan tekanan tersebut secara bersamaan turun juga temperature dari refrigerant tersebut [17]. Untuk sistem refrigerasi kompresi uap memiliki beberapa komponen inti yakni, kompresor, kondensor, alat ekspansi, evaporator, dan juga refrigeran sebagai media pendinginnya.

Sedangkan untuk menganalisa performasi sistem pendingin dapat menggunakan diagram *moiller* atau diagram p-h

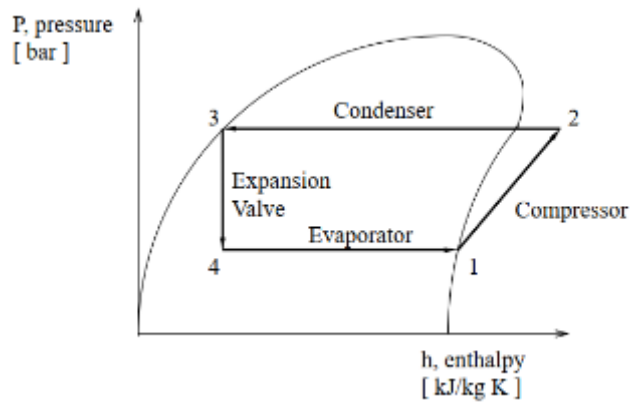


Gambar 10. Diagram P-h [18].

Pada diagram p-h yang ditunjukkan oleh gambar 10 terdiri dari beberapa parameter yakni ada nilai entalpi pada sumbu X dan tekanan pada sumbu Y. Selain itu ada juga nilai temperature, volume jenis, entropi, dan kualitas uap. Pada diagram p-h juga terbentuk sebuah kubah. Kubah tersebut menunjukan kualitas uap dari suatu refrigerant. Untuk yang di dalam kubah yaitu fasa campuran dengan besaran persentasi uap dan cair dapat dilihat pada garis kualitas uap. Sedangkan untuk garis sebelah kiri dari kubah itu adalah kondisi cair jenuh 100% dan garis sebelah kanan dari kubah adalah kondisi uap jenuh 100%.

Kompresi uap memiliki empat komponen utama yang mana fungsi dari komponen tersebut adalah kompresor untuk menaikkan tekanan refrigerant setelah itu masuk ke kondensor untuk dirubah fasanya dari uap menjadi cair 100% setelah fasa refrigerant menjadi cair refrigerant tersebut akan diturunkan tekanannya pada alat ekspansi sehingga temperatur refrigerant tersebut menjadi turun (dingin) dan refrigerant tersebut menyerap kalor dari media atau ruangan yang akan didinginkan pada komponen evaporator setelah inti lalu uap refrigerant akan masuk kembali pada kompresor.

Sedangkan hubungan antara empat komponen dan diagram p-h dapat dilihat pada gambar berikut ini.



Gambar 11 Diagram P-h untuk Siklus Kompresi Uap Sederhana [17].

Titik-titik sistem kompresi uap yang di plot pada diagram p-h seperti pada gambar 11 memiliki pengertian sebagai berikut,

1. Proses kompresi (Proses 1-2)

Merupakan proses kenaikan tekanan refrigeran yang terjadi di kompresor secara isentropik adiabatik. Proses ini terjadi di kompresor dimana uap refrigeran keluaran evaporator yang memiliki tekanan dan temperatur rendah akan di kompresi sehingga menjadi uap refrigerant yang bertekanan dan bertemperatur tinggi. Besarnya kerja kompresi per satuan massa refrigerant bisa dihitung dengan persamaan 2.33 [17].

$$Q_w = \dot{m} \times (h_2 + h_1) \quad (2.33)$$

dengan:

Q_w = Besarnya kerja kompresi yang dilakukan (kJ/kg)

$\dot{m}$ = Laju aliran massa refrigerant (kg/s)

h_1 = Entalpi refrigeran saat masuk kompresor (kJ/kg)

h_2 = Entalpi refrigeran saat keluar kompresor (kJ/kg)

2. Proses Kondensasi (Proses 2-3)

Merupakan proses yang terjadi di kondenser secara isobarik dimana uap refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi akan melepaskan kalor ke lingkungan karena temperatur lingkungan lebih rendah daripada temperature

refrigeran. Pada kondisi masuk kondensor refrigerat dalam kondisi superheat sehingga pada mulanya refrigerant akan melepaskan kalor ke lingkungan dan terjadi penurunan temperatur uap refrigerant sampai dalam kondisi uap. Proses pelepasan kalor ke lingkungan terus terjadi sehingga refrigerant akan mengalami perubahan fasa dari uap menjadi cair. Besarnya kalor per satuan massa refrigeran yang dilepaskan di kondenser dinyatakan dengan persamaan 2.34 berikut [17]:

$$Q_c = \dot{m} \times (h_2 + h_3) \quad (2.34)$$

dengan:

Q_c = Besarnya kalor yang dilepas di kondenser (kJ/kg)

$\dot{m}$ = Laju aliran massa refrigerant (kg/s)

h_2 = Entalpi refrigeran saat masuk kondenser (kJ/kg)

h_3 = Entalpi refrigeran saat keluar kondenser (kJ/kg)

3. Proses Ekspansi (Proses 3-4)

Merupakan proses yang berlangsung secara iso enthalphi dan akan menghasilkan penurunan tekanan refrigeran yang diikuti dengan penurunan temperatur *refrigerant* [17].

4. Proses evaporasi (Proses 4-1)

Merupakan Proses yang terjadi di evaporator secara isobarik dan isothermal. Refrigeran keluaran dari alat ekspansi memiliki temperatur yang lebih rendah dari temperatur ruang atau produk sehingga refrigeran akan menyerap kalor dari produk atau ruang dan menyebabkan refrigeran tersebut akan berubah fasa menjadi uap jenuh bertekanan rendah yang selanjutnya akan dihisap dan masuk ke kompresor untuk mengalami proses kompresi dan bersirkulasi kembali. Besarnya kalor yang diserap oleh evaporator adalah sebagai persamaan 2.35 [17].

$$Q_e = \dot{m} \times (h_1 + h_4) \quad (2.35)$$

dengan:

Q_e = kalor yang diserap di evaporator (kJ/kg)

$\dot{m}$ = Laju aliran massa refrigerant (kg/s)

h_1 = entalpi keluaran evaporator (kJ/kg)

h_4 = entalpi masukan evaporator (kJ/kg)

Performansi adalah catatan *outcome* yang dihasilkan dari fungsi suatu pekerjaan tertentu atau kegiatan selama suatu periode waktu tertentu. Performansi suatu sistem refrigerasi dinyatakan dengan COP (*Coefficient of Performance*) dan efisiensi [19].

a. COP Refrigerasi

Merupakan COP maksimum yang dapat dimiliki oleh suatu sistem. Besarnya nilai COP dihitung dengan persamaan 2.36 [19].

$$COP_R = \frac{T_e}{T_k - T_e} \quad (2.36)$$

dengan :

COP_R = Coefficient of Performance Refrigeration

T_e = Temperatur evaporasi (K)

T_k = Temperatur kondensasi (K)

b. COP Aktual

Merupakan COP sebenarnya yang dimiliki oleh suatu sistem. Persamaan untuk menghitung besarnya COP actual adalah sesuai persamaan 2.37 [19].

$$COP_a = \frac{Q_e}{Q_w} \quad (2.37)$$

dengan:

COP_a = Coefficient of Performance aktual

Q_e = Efek refrigerasi per unit massa (kJ/kg)

Q_w = Kerja spesifik per unit massa (kJ/kg)

c. Efisiensi

Merupakan perbandingan antara prestasi kerja sistem yang dicapai dengan prestasi kerja maksimum yang dapat dicapai sistem. Persamaannya adalah sebagaimana ditampilkan persamaan 2.38 [19].

$$\eta_{ref} = \frac{COP_a}{COP_R} \times 100\% \quad (2.38)$$

10. Review jurnal

Review jurnal ini adalah mengenai jurnal penelitian yang memiliki hubungan dengan penyusunan skripsi ini. Berikut beberapa jurnal penelitian yang penulis gunakan sebagai referensi penulisan skripsi ini.

A. Jurnal Pertama

Judul : Habibi Santoso mahasiswa Politeknik Negeri Media Kreatif tahun 2022

Penulis : Perancangan Sistem Pendingin dan Tata Udara pada Ruang Mesin produksi di PT. X untuk Menjaga Performa dan Ketahanan Komponen Mesin

Nama Jurnal : Asimetrik: Jurnal Ilmiah Rekayasa Dan Inovasi edisi terbit *Volume 5 Nomor 2 Tahun 2023, Juli 2023, Halaman 243-250*

Tujuan : Guna menjaga performa dan ketahanan komponen pada mesin dari kerusakan, beberapa faktor yang mempengaruhi adalah temperatur, kebersihan udara dan tingkat kelembaban dalam ruang. Temperatur, kebersihan udara dan kelembaban ruangan yang tidak sesuai dengan kondisi standar mesin, mengakibatkan banyak komponen mekanik dan Elektrik pada mesin di PT X mengalami kerusakan. Jika tidak dilakukan pembenahan tata udara di ruang mesin tersebut, maka kerusakan yang semakin parah pada mesin akan terjadi. Tujuan penelitian ini adalah perancangan sistem pendingin dan tata udara pada ruang mesin produksi di PT. X untuk menjaga performa dan ketahanan komponen mesin. Luas ruangan mesin adalah 104 m². Perancangan sistem pendingin dan tata udara ini dilakukan dengan beberapa metode, diantaranya perhitungan kapasitas yang dibutuhkan, analisis dan gambar desain pada area mesin

Kesimpulan : Berdasarkan perhitungan, *cooling capacity* unit yang dibutuhkan di ruang mesin adalah 9,36 kW dengan 1640 l/s. Kapasitas tersebut sudah mencakup kebutuhan *Fresh Air* yang di butuhkan sebesar 245 l/s. Dengan kapasitas ini, temperatur dan kualitas udara yang sesuai untuk mesin dapat tercapai [20].

B. Jurnal Kedua

Judul : Perancangan Sistem Tata Udara Pada Ruang NICU Di Lantai 3 Rumah Sakit “X”

Penulis : Annisa Pramudhita dan Rudi Hermawan mahasiswa Universitas Pancasila

Nama Jurnal : TT (Jurnal Teknologi Terapan) | Volume 6, Nomor 2, September 2020

Tujuan : Salah satu upaya untuk mengurangi Hospital-acquired Infections (HAIs, atau yang biasa disebut dengan infeksi nosokomial) pada ruang NICU, adalah dengan merancang sistem tata udara khusus, yang ASHRAE HVAC Design *Manual for Hospital and Clinics*. Parameter-parameter yang perlu dikondisikan dalam sistem tata udara yaitu suhu, kelembaban udara relatif, tekanan ruangan, kebersihan udara, ventilasi, distribusi udara pada ruangan. Metode perhitungan kapasitas pendinginan yang digunakan dalam penelitian ini adalah dengan menggunakan *Cooling Load Temperature Difference* (CLTD). Sedangkan metode yang digunakan dalam merancang saluran distribusi udara adalah metode *Equal Friction Loss*.

Kesimpulan : Dari hasil perhitungan, didapat kapasitas pendinginan yang dihasilkan oleh ruang NICU adalah sebesar 8,803 kW. Sedangkan kapasitas pemanasannya adalah sebesar 3,660 kW. Nilai total *pressure loss* untuk saluran udara yang dirancang adalah sebesar 44,85 Pa. Filter yang *built-in* dengan unit AC adalah *pre-filter* dan medium filter. Sehingga, HEPA filter diletakkan pada *ceiling* [21].

C. Jurnal Ketiga

Judul : Perancangan Sistem Tata Udara Ruang Isolasi Rumah Sakit X Yogyakarta

Penulis : Harwan Ahyadi, Sumiyanto, Thaha Aghna mahasiswa Institut Sains dan Teknologi Nasional

Nama Jurnal : PRESISI, Vol 26 No 1, Januari 2024

Tujuan : Sistem tata udara adalah proses pengaturan udara yang meliputi temperatur udara, kelembaban udara, serta kualitas udara dan mendistribusikannya

ke dalam ruangan, untuk mendapatkan kondisi kenyamanan tertentu. Perencanaan sistem tata udara bertujuan untuk menghasilkan kenyamanan termal bagi penghuni. Penelitian ini menggunakan metode perencanaan, dengan cara mengumpulkan data yang diperlukan untuk perhitungan beban pendingin dari ruang isolasi rumah sakit, pengolahan data yang telah di kumpulkan dan menganalisa perhitungan data agar dapat memenuhi standar kenyamanan *thermal* penghuni ruang isolasi rumah sakit yang telah ditentukan. Dari data yang di peroleh, Gedung ini terletak di daerah Yogyakarta, yang menghadap ke timur, di mana daerah Yogyakarta memiliki suhu luar 32°C/98,6°F dan suhu ruangan memiliki suhu 26°C/78,8°F, dan untuk RH luar 85%, RH dalam 60%, Gedung ini memiliki 11 ruangan yang di mana 10 ruangan berukuran 3 x 6 18 m dan 1 ruangan memiliki ukuran 6 x 6 36.

Kesimpulan : Setelah menghitung beban *load* eksternal dan internal diperoleh beban sensibel sebesar 126.532,9 BTU/hr dan laten sebesar 11.010,62 BTU/hr, sehingga diperoleh total beban 137.543,52 BTU/hr.atau sebesar 11,5 Ton Refrigeran [22].

D. Jurnal Keempat

Judul : Perancangan Sistem Tata Udara pada Instalasi Ruang Farmasi RSAB Harapan Kita Jakarta

Penulis : Markus dan Iman Firman mahasiswa Politeknik Negeri Bandung

Nama Jurnal : Jurnal Energi *Volume* 11 Nomor 2 November 2021 ISSN: 2089-2527.

Tujuan : perancangan sistem tata udara untuk ruang bersih farmasi di Indonesia mengacu pada standar yang diterbitkan oleh Badan Pengawas Obat dan Makanan nomor 34 th. 2018 tentang Pedoman cara Pembuatan Obat yang Baik. Parameter-parameter yang harus memenuhi standar diantaranya adalah temperatur, kelembaban udara relatif, jumlah partikel per m³ udara dan *air change per hour*. Dalam perancangan ruang zona steril kelas B RSAB Harapan Kita, akan dilakukan perhitungan beban kalor ruangan yang dikondisikan. Standar ruang bersih kelas B adalah: jangkauan temperatur 16 °C s/d 26 °C, kelembaban relatif 45 % s/d 55 %, pertukaran udara minimal 20 kali per jam. Untuk kondisi non-operasional jumlah maksimum partikel per m³ udara yang diperbolehkan untuk ukuran partikel > 0,5 µm adalah 3520 partikel dan untuk ukuran partikel > 5 µm adalah 29 partikel,

sedangkan untuk kondisi operasional jumlah maksimum partikel per m³ udara yang diperbolehkan untuk ukuran partikel > 0,5 µm adalah 352000 partikel dan untuk ukuran partikel > 5 µm adalah 2900 partikel.

Kesimpulan : Dari hasil perhitungan dengan kondisi standar yang dipersyaratkan, diperoleh besar laju kalor ruang yang harus dikondisikan adalah 18,123 kW (61,84 x 10³ Btu/h) untuk luas area 58.4 m², sedangkan untuk mengkondisikan jumlah partikel, dipilih jenis *filter High Efficiency Particular Air* (HEPA) Filter. Dalam menentukan kapasitas peralatan sistem tata udara, faktor yang menentukan adalah kondisi dan fungsi ruang, kondisi lingkungan, serta persyaratan dari dinas terkait [23].

E. Jurnal Kelima

Judul : Perancangan Sistem Tata Udara Ruang Bersih Kelas B Untuk Ruang Produksi Obat di PT.X

Penulis : Tenti Tresna Yanti dan Rudi Hermawan mahasiswa Universitas Pancasila

Nama Jurnal : Jurnal Mekanikal Teknik Mesin FTUP ISSN : 1693-2382.

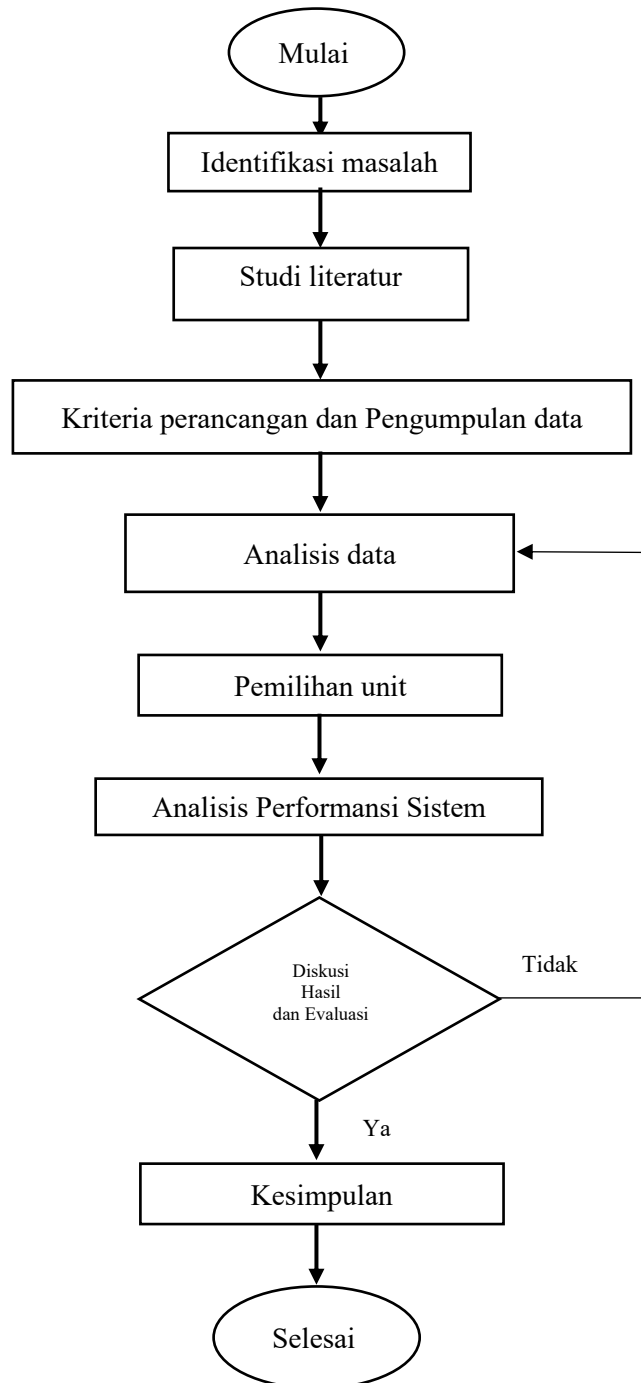
Tujuan : Perancangan sistem tata udara untuk ruang bersih di Indonesia mengacu pada standar yang diterbitkan oleh CPOB. Parameter-parameter yang harus dipenuhi berupa temperatur, kelembaban udara relative, jumlah partikel dan air change per hour. Dalam proses perancangan sistem tata udara untuk ruang bersih kelas B akan dilakukan perhitungan besar kalor ruangan yang dikondisikan dengan menggunakan metoda CLTD, analisa psikometrik, pemilihan peralatan yang terkait serta dilakukan perhitungan COP dan efisiensi secara teoritis pada sistem pendingin yang digunakan.

Kesimpulan : Perhitungan menunjukkan besarnya kalor yang harus dikondisikan pada ruang bersih kelas B di PT.X adalah 69 kW. Filter yang digunakan adalah G14,F9,H14 dan menggunakan diffuser dan grille tipe perforated. Besarnya nilai COP aktual AHU yang digunakan adalah 8,20, nilai COP refrigerasi AHU yang digunakan adalah 11,67 sedangkan effisiensinya yaitu 70% [24].

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

1. Diagram alir penelitian

Adapun tahapan pengerjaan penelitian dengan judul perancangan sistem tata udara di ruang *painting primer bonding* di PT. Dirgantara Indonesia dinyatakan pada gambar diagram alir di bawah ini.



Gambar 12 Diagram alir metodologi penelitian

Untuk penjelasan diagram alir sebagai berikut:

A. Identifikasi masalah

Melakukan identifikasi dari permasalahan yang terjadi di ruang *painting* primer bocor. Seperti penyebab kenapa temperatur, kelembaban, dan tekanan udaranya tidak bisa dipertahankan sesuai spesifikasi.

B. Studi literatur

Mempelajari hal-hal mengenai standar ruang *painting*. Mempelajari bagaimana cara merancang sistem tata udara pada suatu ruangan. Mempelajari produk-produk sistem tata udara yang ada di lapangan. Mempelajari bagaimana menghitung secara teoritis performansi dari suatu sistem pendingin.

C. Kriteria perancangan

Mengumpulkan kriteria atau data dari ruangan *painting* yang akan dihitung ulang seperti letak geografis dari ruangan, fungsi dari ruangan tersebut, kondisi udara yang diinginkan, jumlah orang, jumlah lampu yang ada, dan peralatan apa saja yang digunakan.

D. Analisa data

Pada analisa data ini akan dilakukan perhitungan dari data-data yang didapat dengan tahapan sebagai berikut:

- Perhitungan beban pendingin menggunakan metode CLTD

Pada tahapan ini data yang didapat akan dihitung menggunakan metode CLTD (*cooling load temperature difference*). Sistem yang digunakan yakni sistem tata udara *all-fresh air* beban pendinginan yang akan dihitung yakni beban dari dinding, atap, lantai, penerangan, penghuni, infiltrasi dan ventilasi. Beban-beban tersebut dapat dihitung menggunakan persamaan-persamaan yang telah dijelaskan pada bab dua studi literatur dengan menggunakan standar dan nilai koefisien-koefisien yang ada di ASHRAE (*Cooling Load Calculation*).

- Analisis Psikrometrik

Pada tahapan analisis psikrometrik akan mendapatkan nilai temperatur masuk dan keluar koil yang nantinya akan digunakan untuk memilih unit mesin pendingin (*chiller*). Parameter yang dibutuhkan untuk melakukan analisis psikrometrik yakni temperatur dan kelembaban udara luar, temperatur dan kelembaban udara ruangan, nilai RSHF dan nilai GSHF yang didapat dari perhitungan beban pendinginan. Setelah itu parameter tersebut kita plot pada diagram psikrometrik. Pertama plot titik kondisi udara luar (OA) dan kondisi udara ruangan (RA). Berikutnya tarik

garis RSHF (*Room Sensible Heat Factor*) dari titik referensi dan di pindahkan secara sejajar ke titik RA. GSHF (*Grand Sensible Heat Factor*) dari titik referensi dan dipindahkan secara sejajar ke titik OA hingga menyentuh garis RSHF. Pertemuan antara garis GSHF yang telah dipindahkan sejajar dengan garis lengkung temperatur saturasi disebut dengan ADP_c (*Aparatus Dew Point Coil*). Perpotongan antara garis GSHF dan RSHF adalah temperatur *leaving air* (LA) dan temperatur *supply air* (SA). Karena ini menggunakan sistem *all-fresh air* maka ADP_c sama dengan ADP_r (*Aparatus Dew Point Room*) dan temperatur *leaving air* (LA) sama dengan temperatur *supply air* (SA). Setelah itu kita melakukan iterasi untuk menentukan temperatur *leaving air* (LA) sehingga mendapatkan juga kelembaban rasio LA. Setelah mendapatkan datanya lalu kita masukan ke persamaan 2.25 – 2.29.

- Perencanaan saluran udara

Dalam menentukan saluran udara kita menggunakan metoda penentuan ukuran saluran udara berdasarkan pada CFM dan FPM. Rugi gesek diseluruh saluran udara dianggap sama per satuan panjang. Saluran udara yang terdapat pada gedung hanya saluran udara fresh air. Tahapan-tahapan dalam menentukan ukuran saluran udara adalah sebagai berikut,

1. menentukan nilai debit per ruangan yang telah dihitung pada beban pendinginan sebelumnya. Nilai tersebut terdiri dari debit yang ada pada beban infiltrasi dan ventilasi yang satuannya yaitu liter per sekon.
2. Menentukan debit pada masing-masing saluran udara. Perhitungan debit tiap saluran udara ini berdasarkan pada nilai debit yang dibutuhkan per ruangan. Perhitungan ini dilakukan dari ujung ducting sampai main duct dari AHU.
3. Menentukan friction loss. Besarnya friction loss yang terjadi adalah 1 Pa/m (asumsi).
4. Menentukan ukuran ducting berdasarkan debit dengan menggunakan *software DisignTools DuctSizer* dari McQuay. Pada *software* ini didapatkan ukuran saluran udara, diameter hidroli (*equivalent diameter*), *friction factor*, *velocity pressure*, *fluid velocity*.
5. Menghitung panjang masing-masing jalur ducting, dan menentukan nilai c pada saluran reducer, wye, tee, dan elbow sesuai dengan Duct Design Tables and Charts Chapter 14 SMACNA.
6. Menghitung total pressure loss yang terjadi.

E. Pemilihan unit

Pada tahapan ini unit akan dipilih berdasarkan kapasitas pendinginan, debit udara, dan klasifikasi ruangan yang digunakan. Unit yang akan dipilih yakni *chiller*, filter, dan *diffuser*. Dengan seleksi dilakukan berdasarkan katalog dan data yang didapat.

F. Analisis secara teoritis performansi sistem

Untuk menganalisis performansi dari *chiller* akan menggunakan diagram p-h dan atau *software coolpack*. Performansi unit dapat dilihat dari nilai COP (*coefficient of performance*) aktual, COP refrigerasi dan efisiensi. Jika nilai COP aktual *airc-cooled condenser* di bawah 2,99 [25] maka kembali ke poin analisa.

G. Simpulan

Hasil akhir yang didapat dari peneliti yang telah dilakukan.

BAB IV PERANCANGAN

1. Desain ruangan

Desain ruangan ini meliputi dari karakteristik dari ruangan yang akan penulis rancang sistem tata udaranya. Terdiri dari jenis bangunan, ukuran bangunan, kondisi geografis, dan kondisi rancangan ruangan. Dengan data sebagai berikut,

Tabel 1. Tabel karakteristik ruangan

Jenis bangunan	Ruangan Pengecatan yang berada di hanggar PT. Dirgantara Indonesia, Kota Bandung. Berukuran panjang 10 m lebar 6 m tinggi 4,8 m (32,8 x 19,7 x 15,7 ft). Berada ditengah-tengah hanggar. Jam operasi mulai pukul 08:00-16:00 WIB. Di dalam ruangan tidak ada peralatan yang memerlukan daya listrik selain dari lampu.
Kondisi Geografis	Berada di latitude 6° lintang selatan. Dengan bulan terpanasnya yakni bulan oktober [26], Temperatur Maksimum 32,5 °C (90,5 °F) [26], Temperatur minimum 20,8 °C (69,4 °F) [26], Kelembapan 73% [27], dengan temperatur tanah 23,8 °C (74,2 °F) [28].
Kondisi rancangan	Menggunakan sistem tata udara sentral. Dengan Temperatur 20 °C (68 °F) , Kelembapan 50%, positif pressure 5-10 pa, ACH > 10 kali/jam, dan partikel udara $\leq 10 \mu\text{m}$.

A. Penyesuaian terhadap bulan dan mata angin

Ada beberapa data konstanta yang didapat dari tabel-tabel referensi ketika akan menggunakan perhitungan beban pendinginan dengan metode CLTD. Seperti nilai CLTD (*Cooling Load Temperatur Difference*), LM, SC, dan lain-lain. Data tersebut didapat dari ASHRAE *cooling load manual calculation* data tersebut menggunakan referensi *latitude* garis lintang utara. Sehingga perlu ada penyesuaian bulan dan arah angin untuk perhitungan ruangan yang berada di lintang selatan. Untuk penyesuaian bulan perlu ditambahkan 6 bulan kedepan. Jika bulan terpanasnya bulan Oktober maka dalam pengambilan data menjadi bulan April. Jika untuk penyesuaian arah angin dapat dilihat pada tabel 3.2.

Tabel 2 Penyesuaian arah angin sesuai garis lintang selatan

Lintang Utara	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
Lintang Selatan	S	SE	E	NE	N	NW	W	SW

B. Mencari nilai konduktivitas kalor pada konstruksi bangunan

Konstruksi bangunan ini terdiri dari Konstruksi dinding, lantai, dan atap. Pada konstruksi bangunan ini akan didapatkan nilai U (konduktivitas *thermal*). Posisi ruang *painting* ini berada di tengah gedung sehingga yang dapat dihitung yakni nilai U dari konstruksi dinding partisi, lantai dan atap. Gambar *layout* dari ruangan *painting primer bonding* terlampir.

1) Konstruksi dinding

Data konstruksi dinding didapat dari mengukur langsung dari dinding yang terlihat. Seperti yang ada pada lampiran. Berikut ilustrasi dari dinding ruang *Painting*.



Gambar 13. Ilustrasi konstruksi dinding partisi

Untuk data yang dipakai pada tabel 3.2 bagian kolom tebal menggunakan tabel 3.11 yang ada di *ASHRAE cooling load* [15].

Tabel 3 Data konstruksi dinding partisi

No	Konstruksi	Kode	Data ASHRAE			Data aktual		
			<i>L</i> (ft)	R (hr ft ² F/ Btu)	SH x WT (Btu/ ft ² F)	<i>L</i> (ft)	R (hr ft ² F/ Btu)	SH x WT (Btu/ ft ² F)
1	<i>Outside</i>	A0		0,333			0,333	
2	<i>Plaster</i>	A1	0,0833	0,208	1,930	0,0328	0,082	0,760
3	<i>l.w. Concreat Block</i>	C7	0,6670	2,020	5,080	0,6234	1,888	4,748
4	<i>Plaster</i>	E1	0,0625	0,149	1,250	0,0328	0,078	0,656
5	<i>Inside</i>	E0		0,685			0,685	
Total							3,066	6,164
U=1/R							0,326	
Kesetaraan grup dinding							E	

Untuk menghitung nilai resistansi aktual menggunakan persamaan 3.2 sedangkan untuk menghitung konduktivitas konstruksi dinding, atap dan lantai menggunakan persamaan 3.1 [15].

$$U = \frac{1}{\Sigma R} \quad (3.1)$$

Dengan : U = koefisien perpindahan kalor menyeluruh (Btu/ hr ft² °F)

R = Resistensi *thermal* yang dimiliki bahan (hr ft² °F/ Btu)

$$R_{data} = \frac{R_{tebal} \times L_{tebal}}{L_{data}} \quad (3.2)$$

Dengan : R_{data} = nilai resistansi data dari tabel 3.13 (hr ft² °F/ Btu)

R_{tebal} = nilai resistansi aktual (hr ft² °F/ Btu)

L_{data} = panjang dari ketebalan lapisan (ft)

L_{tebal} = panjang dari ketebalan lapisan (ft)

Sehingga jika di masukan data resistensi yang ada pada tabel 3.3 ke persamaan 3.1 maka akan menjadi seperti berikut:

$$U = \frac{1}{(R_{outside} + R_{plester} + R_{l.w. \text{ concreat block}} + R_{plester} + R_{inside})}$$

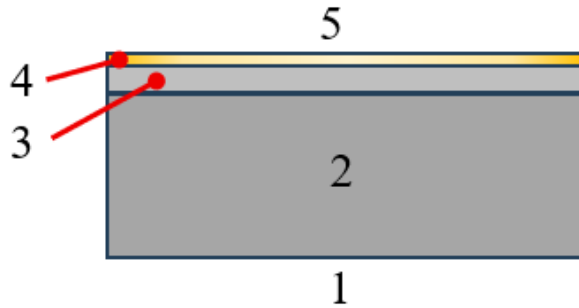
$$U = \frac{1}{(0,333 + 0,082 + 1,888 + 0,078 + 0,685) \text{ hr ft}^2\text{°F/Btu}}$$

$$= 0,326 \text{ Btu/ hr ft}^2 \text{ °F}$$

Sehingga nilai konduktivitas kalor (nilai U) untuk lantai yakni 0,666 Btu/ hr ft² °F

2) Konstruksi lantai

Data konstruksi lantai didapat dari menggunakan ketebalan lantai yang ada pada lantai 2 pada gedung yang sama. Foto ada di lampiran. Nilai SH x WT dan R (*resistance*) didapat pada tabel 3.11 dari *ASHRAE cooling load* [15].



Gambar 14. Ilustrasi konstruksi lantai

Untuk data yang dipakai pada tabel 3.4 bagian kolom tebal menggunakan tabel 3.11 yang ada di *ASHRAE cooling load* [15]. Susunan nomor yang ada pada tabel 3.4 digambarkan sesuai keterangan nomor pada gambar 3.2. Persamaan yang digunakan pada tabel 3.4 yakni persamaan 3.1 – 3.2.

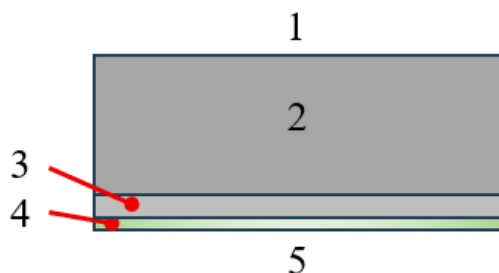
Tabel 4 Data konstruksi lantai

No	Konstruksi	Kode	Data ASHRAE			Data aktual		
			L (ft)	R (hr $\text{ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/$ Btu)	$SH \times$ WT (Btu/ $\text{ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$)	L (ft)	R (hr $\text{ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/$ Btu)	$SH \times$ WT (Btu/ $\text{ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$)
1	<i>Outside</i>	A0		0,333			0,333	
2	<i>concrete</i>	C5	0,3330	0,333	9,320	0,3280	0,328	9,180
3	<i>Plester</i>	E1	0,0625	0,149	1,250	0,0328	0,078	0,656
4	<i>finish layer</i>	E1	0,0635	0,149	1,250	0,0328	0,077	0,646
5	<i>Inside</i>	E0		0,685			0,685	
Total							1,501	10,48
$U=1/R$							0,666	

Sehingga nilai konduktivitas kalor (nilai U) untuk lantai yakni 0,666 Btu/hr $\text{ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

3) Konstruksi atap

Data konstruksi atap didapat dari menggunakan ketebalan lantai yang ada pada lantai 2 pada gedung yang sama. Foto ada di lampiran. Nilai $SH \times WT$ dan R (*resistance*) didapat pada tabel 3.11 dari *ASHRAE cooling load* [15].



Gambar 15. Ilustrasi konstruksi atap

Untuk data yang dipakai pada tabel 3.5 bagian kolom tebal menggunakan tabel 3.11 yang ada di *ASHRAE cooling load* [15]. Susunan nomor yang ada pada tabel 3.5 digambarkan sesuai keterangan nomor pada gambar 3.3. Persamaan yang digunakan pada tabel 3.5 yakni persamaan 3.1 – 3.2.

Tabel 5 Data konstruksi atap

No	Konstruksi	Kode	Data ASHRAE			Data aktual		
			<i>L</i> (ft)	<i>R</i> (hr ft ² °F/ Btu)	<i>SH x</i> <i>WT</i> (Btu/ ft ² F)	<i>L</i> (ft)	<i>R</i> (hr ft ² °F/ Btu)	<i>SH x</i> <i>WT</i> (Btu/ ft ² F)
1	<i>Outside</i>	A0		0,333			0,333	
2	<i>concrete</i>	C5	0,3330	0,333	9,320	0,3280	0,328	9,180
3	<i>Plester</i>	E1	0,0625	0,149	1,250	0,0328	0,078	0,656
4	<i>finish layer</i>	E1	0,0635	0,149	1,250	0,0328	0,077	0,646
5	<i>Inside</i>	E0		0,685			0,685	
Total							1,501	10,48
U=1/R							0,666	

Sehingga nilai konduktivitas kalor (nilai U) untuk lantai yakni 0,666 Btu/hr ft² °F

4) Konstruksi pintu

Data konstruksi pintu yakni memiliki konstruksi *panel sandwich* dengan lapisan luarnya galvanis dan memiliki konduktivitas thermal sebesar 0,142 W/m°C [29] atau 0,082 Btu/ hr ft² °F jika ditambah dengan konveksi udara luar dan dalam menjadi,

$$\begin{aligned}
 U_{pintu} &= k + \frac{1}{R_o + R_i} = 0,082 + \frac{1}{0,333 + 0,685} \left[\frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{°F}} \right] \\
 &= 1,072 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{°F}} \right]
 \end{aligned}$$

C. Data beban internal

Beban internal terdiri dari beban peralatan, beban penerangan, dan beban penghuni. Dikarenakan di dalam ruangan tidak ada peralatan yang memiliki beban panas sehingga data beban internal yang ada yaitu beban penerangan dan beban penghuni.

1) Beban penerangan

Beban penerangan ini yaitu berhubungan dengan banyaknya lampu penerangan dan kapasitas daya dari lampu. Sesuai dengan yang telah ada di ruangan terdapat 18 titik lampu dan di setiap titik memiliki 2 lampu dengan daya 40 W.

2) Beban penghuni

Pada ruang *painting* operator semuanya berjumlah 5 orang sehingga data yang akan dipakai yakni jumlah maksimum dari operator *painting*.

D. Nilai kalor penerangan

Nilai kalor penerangan disebabkan oleh lamanya lampu menyala dalam suatu ruangan. Ada beberapa konstanta pada persamaan yang di tunjukan pada persamaan 2.12 yakni f_u , f_s dan CLF . Lampu yang ada pada ruang *painting primer* menyala selama 8 jam. Nilai f_u yaitu 1 karena pada setiap *fixture* memiliki 2 lampu 40 W dan ketika dinyalakan semua lampu akan menyala, sehingga nilai perbandingan antara lampu yang ada dan yang menyala adalah 1. Nilai f_s yakni 1,2 nilai tersebut didapat dari *ASHRAE cooling load table 4.1* dan bergantung pada banyaknya lampu pada setiap *fixture* dan daya pada lampu yang dipakai. Sedangkan untuk nilai CLF memiliki 2 klasifikasi yakni klasifikasi “a” dan “b”. Klasifikasi “a” bergantung pada desain *fixture* lampu memiliki ventilasi atau tidak. Pada ruang *painting primer* desain yang digunakan tidak menggunakan ventilasi dan memiliki *air supply rate* lebih dari 5 cfm/ft² sehingga nilai klasifikasi “a” menjadi 0,55. Sedangkan klasifikasi “b” bergantung pada lama nyala lampu dan konstruksi. Pada ruangan *painting primer* memiliki konstruksi lantai dengan ketebalan 3 inch dari *concreat* sehingga klasifikasi “b” yakni B. Nilai klasifikasi a,b dan CLF didapatkan dari *ASHRAE cooling load table 4.2, 4.3, 4.4A*. sehingga nilai CLF adalah sebagai berikut,

Tabel 6 Nilai CLF dari kalor penerangan

Klasifikasi “a”	Klasifikasi b	Jam dinyalakannya lampu								
		8	9	10	11	12	13	14	15	16
8	B	0,82	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,13

E. Nilai kalor penghuni per orang

Seperti yang telah dijelaskan pada persamaan 2.13 – 2.15 bahwa untuk menghitung kalor dari penghuni memerlukan nilai dari q_s (besarnya kalor *sensible*/orang), q_l (besarnya kalor *laten*/orang) dan CLF (*coolong load factor*) yang di dapat dari *ASHRAE cooling load*. Untuk nilai q_s dan q_l ada pada *ASHRAE cooling load table 4.5* nilai tersebut bergantung dari kegiatan apa saja yang dilakukan oleh orang yang ada pada ruang *painting primer*. Sedangkan untuk nilai CLF bergantung terhadap pukul berapa dan lama waktu orang tersebut berada pada ruang *painting primer*. Nilai CLF

dapat dilihat pada *ASHRAE cooling load table 4.6*. Untuk kegiatan yang dilakukan di ruang *painting primer* yakni operator akan berdiri, melakukan pekerjaan ringan dan berjalan pelan sehingga nilai q_s dan q_l menjadi 235 W dan 234,5 W. Sedangkan untuk nilai *CLF* seperti yang ada pada tabel 7 di bawah ini.

Tabel 7 Nilai *CLF* dari kalor penghuni

Total jam kerja	Jam kerja								
	8	9	10	11	12	13	14	15	16
8	0,84	0,38	0,30	0,25	0,21	0,18	0,15	0,13	0,12

2. Perhitungan total kalor ruangan pada kondisi puncak

Perhitungan kalor total pendinginan ini menggunakan data yang telah dilakukan perhitungan pada jam kerja di PT. Dirgantara Indonesia yakni dari pukul 07:30 sampai dengan pukul 16:30 WIB. Dari hasil perhitungan tersebut akan didapat beban pendinginan terbesar dan beban pendinginan terbesar ini dinamakan kondisi beban puncak pada ruangan *painting bonding* selama jam kerja. Nilai kondisi beban puncak nantinya akan dijadikan acuan untuk dianalisis pada diagram *psikrometrik*.

Untuk perhitungan beban pendinginan pada ruangan *painting bonding* terdiri ada beberapa macam, yakni:

- Kalor eksternal atau berasal dari luar ruangan. Karena ruangan yang telah ada tidak memiliki dinding dan jendela yang langsung bersebelahan dengan lingkungan sehingga beban eksternal yang dimiliki oleh ruangan *painting bonding* yakni hanya kalor melalui lantai.
- Kalor internal atau kalor yang ada pada dalam ruangan, terdiri dari:
 - a. Kalor dari partisi
 - b. Kalor dari penerangan
 - c. Kalor dari penghuni

A. Kalor dari lantai

Dilihat pada poin data ruangan didapat nilai U atau koefisien konduksi kalor pada lantai yaitu 0,666 Btu/ hr ft² °F. Luas ruangan dalam ft² yakni 645,41 ft². Temperatur ruangan 68 °F dan temperatur tanah 74,2 °F. Sehingga untuk mendapatkan nilai beban kalor lantai menggunakan persamaan 2.10. didapat beban kalor melalui lantai sebagai berikut:

$$Q_{lt} = U \times A \times TD = 0,666 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{°F}} \times 645,41 \text{ ft}^2 \times (74,2 - 68) \text{ °F}$$

$$= 2507,78 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} = 734,78 \text{ W}$$

B. Kalor dari partisi

Untuk menghitung beban kalor dari partisi ini terbagi jadi beberapa bagian yakni partisi dinding, atap dan pintu. Persamaan yang digunakan yaitu persamaan 2.11. Temperatur di sekeliling ruangan *painting primer* meskipun tidak langsung terkena lingkungan luar temperatur yang akan dipaki yakni temperatur tertinggi dari udara lingkungan yaitu 32,5 °C (90,5 °F).

1) Partisi dinding

Untuk data luas dari dinding karena perbedaan temperaturnya sama di setiap dinding sehingga panjang dinding menjadi 22 m (72,16 ft²) dengan tinggi 4,8 m (15,74 ft²) sehingga luas total dinding yaitu 1136,1 ft². Nilai koefisien konduksi kalor sesuai yang ada pada poin data ruangan 0,326 Btu/ hr ft² °F. Sehingga dihitung menggunakan persamaan 2.11 mendapatkan beban pendinginan sebagai berikut.

$$Q_{parD} = U \times A \times TD = 0,326 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{°F}} \times 1136,1 \text{ ft}^2 \times (90,5 - 68) \text{ °F}$$

$$= 8336,95 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} = 2442,73 \text{ W}$$

2) Partisi atap

Untuk data luas dari atap panjang 10 m (32,8 ft²) dengan lebar 6 m (19,68 ft²) sehingga luas atap yaitu 645,5 ft². Nilai koefisien konduksi kalor sesuai yang ada pada poin data ruangan 0,666 Btu/ hr ft² °F. Sehingga dihitung menggunakan persamaan 2.11 mendapatkan beban pendinginan sebagai berikut.

$$Q_{parA} = U \times A \times TD = 0,666 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{°F}} \times 645,5 \text{ ft}^2 \times (90,5 - 68) \text{ °F}$$

$$= 9675,09 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} = 2834,8 \text{ W}$$

3) Partisi pintu

Untuk data luas dari atap panjang 10 m (32,8 ft²) dengan tinggi 3,8 m (12,46 ft²) sehingga luas atap yaitu 408,82 ft². Nilai koefisien konduksi kalornya 0,666 Btu/

hr ft² °F. Sehingga dihitung menggunakan persamaan 2.11 mendapatkan beban pendinginan sebagai berikut.

$$Q_{parP} = U \times A \times TD = 1,072 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{°F}} \times 408,82 \text{ ft}^2 \times (90,5 - 68) \text{°F}$$

$$= 9422,02 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} = 2760,65 \text{ W}$$

Sehingga Q partisi (Qpar) didapat:

$$Q_{par} = Q_{parD} + Q_{parA} + Q_{parP} = 2442,73 + 2834,8 + 2760,65$$

$$Q_{par} = Q_{parD} + Q_{parA} + Q_{parP} = 8038,18 \text{ W}$$

C. Kalor dari beban penerangan

Seperti yang telah dijelaskan pada poin data ruangan bahwa ruangan *painting primer* lampu menyala selama 8 jam. Memiliki lampu dalam satu *fixture* yang nyalanya bersamaan yakni 2 dengan daya 40 W dan pada ruangan tersebut memiliki 18 *fixture* sehingga total dayanya 1.440 W. Ruangan ini juga memiliki lantai dengan ketebalan 3 in. Sehingga nilai beban penerangan sudah dapat dihitung menggunakan persamaan 2.12 sebagai berikut,

$$q_s = 3,41 \times q_i \times F_u \times F_s \times CLF = 3,41 \times 1440 \text{ W} \times 1 \times 1,2 \times 0,81$$

$$= 16290 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} = 4773 \text{ W}$$

Perhitungan di atas menggunakan nilai CLF (*cooling load factor*) untuk pukul delapan pagi sedangkan untuk jam-jam berikutnya dengan menggunakan persamaan yang sama memiliki hasil sebagai berikut,

Tabel 8. Nilai beban kalor penerangan pada setiap jam

Pukul	qi (W)	fs	fu	CLF	Q (Btu/hr)	Q (W)
8	1440	1,2	1	0,82	16290	4773
9	1440	1,2	1	0,28	5631	1650
10	1440	1,2	1	0,25	5028	1473
11	1440	1,2	1	0,23	4625	1355
12	1440	1,2	1	0,20	4022	1178
13	1440	1,2	1	0,18	3620	1061
14	1440	1,2	1	0,16	3218	943
15	1440	1,2	1	0,15	3017	884
16	1440	1,2	1	0,13	2614	766

D. Kalor dari beban penghuni

Nilai dari kalor beban penghuni dihitung menggunakan persamaan 2.13 samapi 2.15 dengan nilai beban sensibel (q_s/q) 235 W dan beban laten (q_l/q) 234,5 W nilai CLF yang telah ditunjukkan pada tabel 7 dan jumlah orang (n) 5 orang. Didapat nilai beban penghuni pada pukul 08:00 WIB sebagai berikut,

$$Q_s = \left(\frac{q_s}{q}\right) \times n \times CLF = (235 \text{ Watt}) \times 5 \times 0,85 = 987 \text{ Watt}$$

$$Q_l = \left(\frac{q_l}{q}\right) \times n = (234,5 \text{ Watt}) \times 5 = 1173 \text{ Watt}$$

$$Q_p = Q_s + Q_l = 987 + 1173 = 2160 \text{ Watt}$$

Untuk jam-jam berikutnya dengan menggunakan persamaan yang sama memiliki hasil sebagai berikut,

Tabel 9 Nilai beban kalor penghuni pada setiap jam

Jam	qs (W)	ql (W)	n (orang)	CLF	Qs (W)	Ql (W)	Qtotal (W)
8	235,0	234,5	5	0,840	987	1173	2160
9	235,0	234,5	5	0,380	447	1173	1619
10	235,0	234,5	5	0,300	353	1173	1525
11	235,0	234,5	5	0,250	294	1173	1466
12	235,0	234,5	5	0,210	247	1173	1419
13	235,0	234,5	5	0,180	212	1173	1384
14	235,0	234,5	5	0,150	176	1173	1349
15	235,0	234,5	5	0,130	153	1173	1325
16	235,0	234,5	5	0,120	141	1173	1314

E. Kalor total ruangan kondisi puncak

Kalor total ruangan kondisi puncak yaitu penjumlahan antara RSHG (*Room Sensible Heat Gain*) dan RLHG (*Room Laten Heat Gain*). Untuk mendapatkan nilai tersebut bisa menggunakan persamaan 2.25 juga 2.26. berikut hasil dari perhitungannya:

$$RSHG = Q_{lt} + Q_{par} + Q_p + q_s = 781,145 + 8038,18 + 987 + 4773$$

$$= 13876,325 \text{ W}$$

$$RLHG = Q_p = 1173 \text{ W}$$

Perhitungan di atas menggunakan sebagian nilai beban untuk pukul 08:00 WIB sedangkan untuk jam-jam berikutnya dengan menggunakan persamaan yang sama memiliki hasil sebagai berikut,

Tabel 10 Nilai beban kalor kondisi puncak pada setiap jam

Jam	Beban Sensibel (W)				Beban Laten(W)	RSH (W)	RLH (W)
	Qpar	Qlt	qs	Qp	Qp		
8	8038,18	734,78	4773	987	1173	14533	1173
9	8038,18	734,78	1650	447	1173	10869	1173
10	8038,18	734,78	1473	353	1173	10599	1173
11	8038,18	734,78	1355	294	1173	10422	1173
12	8038,18	734,78	1178	247	1173	10198	1173
13	8038,18	734,78	1061	212	1173	10045	1173
14	8038,18	734,78	943	176	1173	9892	1173
15	8038,18	734,78	884	153	1173	9810	1173
16	8038,18	734,78	766	141	1173	9680	1173

Dengan begitu beban puncak pada ruangan *painting bonding* yaitu ada pada pukul 08:00 WIB.

3. Kalor ventilasi dan infiltrasi

Kalor ventilasi dan infiltrasi adalah nilai kalor yang berasal dari udara luar yang akan didistribusikan ke ruangan baik secara disengaja maupun secara tidak disengaja. Untuk menghitung nilai kalor tersebut dapat menggunakan persamaan 2.20 sampai dengan 2.24.

Untuk menentukan nilai kalor ventilasi pertama-tama kita harus menentukan nilai dari Q/person dan banyak orang pada suatu ruangan. Ruangan *painting bonding* ini termasuk dari ruangan industri sehingga nilai Q/person yang dipakai menurut *ASHRAE cooling load calculation 1997 table 5.3* yaitu 25 dan banyak orang dari painting yakni 5 orang. Dengan menggunakan persamaan 2.22 sehingga didapat debit ventilasi ruangan sebagai berikut:

$$v_{vent} = ACH \times V \times \frac{1}{3,6} = 25 \times 288 \text{ m}^3 \times \frac{1}{3,6} = 2000 \text{ lps}$$

Sehingga beban kalor dari ventilasi dihitung menggunakan persamaan 2.20 dan 2.21, dengan hasil sebagai berikut:

$$Q_{Svent} = 1,23 \times v_{vent} \times \Delta T = 1,23 \times 2000 \times (32,5 - 20) = 30.750 \text{ W}$$

$$Q_{Lvent} = 3010 \times v_{vent} \times \Delta \omega = 3010 \times 2000 \times (0,0228 - 0,0075) = 92.106 \text{ W}$$

Sedangkan untuk nilai dari infiltrasi ruangan tersebut dapat dihitung menggunakan persamaan 2.23. dengan Q/A didapat dari gambar grafik *ASHRAE fig. 5.3.* dengan keterangan tambahan karena pada perancangan perbedaan tekanan pada ruangan 10 pa atau 0,04 inH₂O dengan klasifikasi dinding (k) 0,66 (*avarage fitting wall*) *ASHRAE table 5.4.* Sehingga didapat Q/A nilainya 0,37. Dan nilai debit infiltrasi sebagai berikut,

$$v_{inf} = A \times \frac{Q}{A} = 106 \text{ m}^2 \times 0,37 = 39 \text{ cfm} = 18 \text{ lps}$$

Sehingga beban kalor dari ventilasi dihitung menggunakan persamaan 2.20 dan 2.21, dengan hasil sebagai berikut:

$$Q_{Sinf} = 1,23 \times v_{inf} \times \Delta T = 1,23 \times 18 \times (32,5 - 20) = 283 \text{ W}$$

$$Q_{Linf} = 3010 \times v_{inf} \times \Delta \omega = 3010 \times 18 \times (0,0228 - 0,0075) = 849 \text{ W}$$

Setelah didapat nilai debit ventilasi dan infiltrasi maka OASH dan OALH didapat dengan menjumlahkan beban ventilasi dan infiltrasi sesuai dengan jenis bebannya laten atau sensibel dengan perhitungan sebagai berikut,

$$OASH = Q_{Svent} + Q_{Sinf} = 30.750 + 283 = 31.033 \text{ W}$$

$$OALH = Q_{Lvent} + Q_{Linf} = 92.106 + 849 = 92.955 \text{ W}$$

Debit total dari sistem dapat dihitung dengan menambahkan debit infiltrasi dan ventilasi, sehingga didapat nilai sebagai berikut,

$$v_{oa} = v_{inf} + v_{vent} = 2000 + 18 = 2.0018 \text{ lps}$$

4. Grand Total Heat (GTH)

GTH merupakan kalor total pendinginan yang mana nilai tersebut didapat dari penjumlahan antara kalor ruangan dan kalor udara luar sesuai dengan persamaan 2.27 sampai 2.29. nilai yang didapat sebagai berikut,

$$GSH \text{ (W)} = RSHG + OASH = 14.533 + 31.033 = 45.666 \text{ W}$$

$$GLH \text{ (Watt)} = RLHG + OALH = 1.173 + 92.224,82 = 94.128 \text{ W}$$

$$GTH = GSH + GLH = 45.666 + 94.128 = 139.694 \text{ W}$$

5. Analisis Psikrometrik

Analisa *psikrometrik* yang akan dihitung yakni menggunakan metode *all fresh air*. Data yang diperlukan yakni temperatur udara luar, relatif kelembaban udara luar, temperatur ruangan yang diinginkan dan relatif kelembaban ruangan yang diinginkan, Nilai RSHF, nilai GSHF, juga debit udara. Nilai RSHF dan GSHF didapat dengan persamaan 4.1 dan 4.2 [15] sebagai berikut:

$$RSHF = \frac{RSH}{RSH + RLH} \quad (4.1)$$

$$GSHF = \frac{GSH}{GSH + GLH} \quad (4.2)$$

Sehingga nilai RSHF dan GSHF dapat dihitung sebagai berikut:

$$RSHF = \frac{RSH}{RSH + RLH} = \frac{14.533}{14.533 + 1.173} = 0,93$$

$$GSHF = \frac{GSH}{GSH + GLH} = \frac{45.666}{45.666 + 94.128} = 0,33$$

Setelah diplot dengan:

Temperatur luar (Toa) = 32,5 °C, RH 73%

Temperatur luar (Tra) = 20 °C, RH 50%

Debit udara luar (V_{oa}) = 2.018 lps

RSHF = 0,93

GSHF = 0,33

Dapat dilakukan plot psikrometrik (Terlampir) dengan hasil:

Temperatur outdoor air = 32,5 °C, RH 73%

Temperatur supply and leaving air = 12,3 °C, RH 80%

$v_{oa} = v_{sa}$ (debit udara *supply*) = 2.018 lps

Kemudian jika menginginkan tekanan ruangan lebih tinggi dari ruangan di sekitar (ruangan tekanan positif) berdasarkan *role of thumb* debit dari *exhaust* 80% dari debit *supply* sehingga nilai debit *exhaust* dapat dilihat pada persamaan 4.3 :

$$v_{exh} = v_{sa} \times 80\% = 2.018 \times 80\% = 1.615 \text{ lps} \quad (4.3)$$

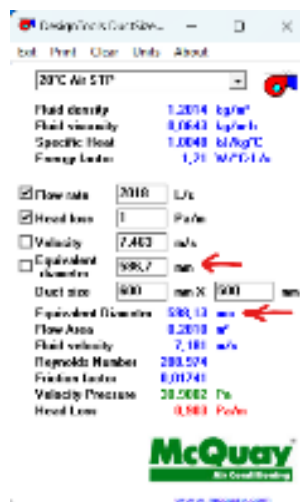
Untuk kapasitas *heater* didapat dari persamaan 4.4 berikut ini:

$$Q_{reheat} = 1,23 \times V_{sa} \times (T_{sa} - T_{ra}) = 1,23 \times 2.018 \text{ lps} \times (20 - 12,3)^\circ\text{C} = 19 \text{ kW} \quad (4.4)$$

6. Saluran udara

Dalam menentukan unit AHU diperlukan nilai *external static pressure*. (ESP), yang mana nilai ESP didapat melalui perhitungan *pressure drop* pada saluran udara. *Pressure drop* didapatkan dengan menghitung saluran udara lurus dan percabangan yang mana perhitungan tersebut dimulai dari titik penyemburan udara paling jauh. Maka dari itu sebelum menghitung *pressure drop* harus dilakukan perancangan jalur saluran udara terlebih dahulu (terlampir).

Untuk menentukan ukuran saluran udara yang dibutuhkan didapat dengan menggunakan *software* DesignTools DuctSizer versi 6.4. Dengan cara memasukan debit pada saluran dengan satuan LPS dan menggunakan *heat loss* 1 Pa/m (asumsi). Setelah itu baru bisa ditentukan ukuran saluran yang kita perlukan namun perbandingan antara H dan W saluran tidak boleh melebihi 4. Selain itu *equivalent diameter* yang di atas (warna hitam) harus mendekati *equivalent diameter* (warna biru) yang dibawah ukuran *ducting*. Gambar 16 menunjukkan contoh pengisian *software* DesignTools DuctSizer versi 6.4



Gambar 16. Pengisian *software* DesignTools DuctSizer versi 6.4

Untuk perhitungan *pressure drop ducting* pada saluran percabangan dan belokan menggunakan persamaan 2.30. Sedangkan nilai C didapat dari tabel SMACNA [16]. Hasil dari perhitungan *pressure drop* untuk Elbow setelah AHU adalah sebagai berikut:

$$\Delta P_f = C \times P_v = 0,467 \times 31 = 14,47 \text{ Pa}$$

Perhitungan selanjutnya dapat dilihat pada lampiran. Jika tidak menemukan nilai C pada tabel koefisien yang ada di SMACNA maka menggunakan persamaa interpolasi atau ekstrapolasi. Hasil total *pressure drop* untuk saluran udara *elbow* dan *wye* yakni 198 Pa.

Sedangkan untuk *pressure drop* untuk saluran udara lurus yakni dengan menggunakan persamaan 2.32. Sebagai contoh dapat menghitung *pressure drop* pada saluran lurus A-B (digambar saluran udara) dengan perhitungan sebagai berikut:

$$\Delta P_f = \frac{f \times L}{D_h} \times \frac{\rho V^2}{2} = \frac{0,01741 \times 1,5}{0,59813} \times \frac{1,16 \times 7,5^2}{2} = 1,42 \text{ Pa}$$

Nilai D_h , f dan V didapat dari *software* DesignTools DuctSizer versi 6.4. Untuk perhitungan saluran udara lurus selanjutnya dapat dilihat pada tabel 11. Berikut ini:

Tabel 11. Nilai *pressure drop* untuk saluran lurus.

No	Duct	AFR (lps)	H (mm)	W (mm)	V (m/s)	L (m)	D_h (m)	f	ρ (kg/m ³)	ΔP_f (Pa)
1	A-B	2018	500	600	7,5	1,5	0,598	0,02	1,16	1,42
2	B-E	337	300	250	4,8	1,6	0,299	0,02	1,16	1,53
3	B'-C	673	300	425	6,3	0,6	0,389	0,02	1,16	0,70
4	C-C'	337	300	250	4,8	0,124	0,299	0,02	1,16	0,12
5	C-D	337	300	250	4,8	3,2	0,299	0,02	1,16	3,05
6	D-D'	337	300	250	4,8	0,3	0,299	0,02	1,16	0,29
7	B-H	337	300	250	4,8	1,6	0,299	0,02	1,16	1,53
8	B''-F	673	300	425	6,3	0,6	0,389	0,02	1,16	0,70
9	F-G'	337	300	250	4,8	0,124	0,299	0,02	1,16	0,12
10	F-G	337	300	250	4,8	3,2	0,299	0,02	1,16	3,05
11	G-G'	337	300	250	4,8	0,3	0,299	0,02	1,16	0,29
Total										14

Sehingga total keseluruhan *pressure drop* pada saluran udara yakni:

$$\Delta P_f \text{ elbow dan wye} + \Delta P_f \text{ lurus} + \text{Ceiling Filter (H13)} = 198 + 14 + 195 = 407 \text{ Pa}$$

7. Pemilihan unit

Pemilihan unit yang akan dilakukan yakni komponen utama yang terdiri dari AHU, *Chiller*, *exhaust fan*, Pompa, dan filter. Berdasarkan data yang telah didapatkan pada bab sebelumnya.

A. Pemilihan AHU dan *Chiller*

Pemilihan AHU dan *Chiller* ini menggunakan *software* merek Cerrier yang mana penulis dibantu oleh rekan yang bekerja pada perusahaan *principle* dari produk *Cerrier*. Untuk memilih tipe AHU dan *Chiller* menggunakan parameter berikut ini:

- Menentukan *Chiller*

- Kapasitas Total = 139,7 kW = $\pm$ 40 TR
- Temperatur *Evaporator* = 7 °C
- Temperatur *Condensor* = 48 °C
- Menentukan AHU (*air handling unit*)
 - *Airflow supply air* = 2018 lps
 - ESP (*External Static Pressure*) = 407 Pa
 - Temperatur *chiller* = 7 °C
 - Temperatur *entering coil* = 32,5 °C
 - Konfigurasi AHU = filter, *cooling coil*, *electrical heater*, *fan*.

Selain di atas desain AHU yang baru akan menggunakan *heater* listrik. Pemilihan *heater* listrik didasari karena AHU yang *existing* sering tidak bisa mencapai kelembaban yang diinginkan atau untuk mengontrol kelembaban agak sulit. Kesulitan itu dikarenakan unit *existing* menggunakan *heater* dari air keluaran kondensor.

Setelah data tersebut diberikan kepada *principle* maka diseleksi unit yang dibutuhkan melalui *software* sehingga didapat *Chiller* dan AHU sebagai berikut:

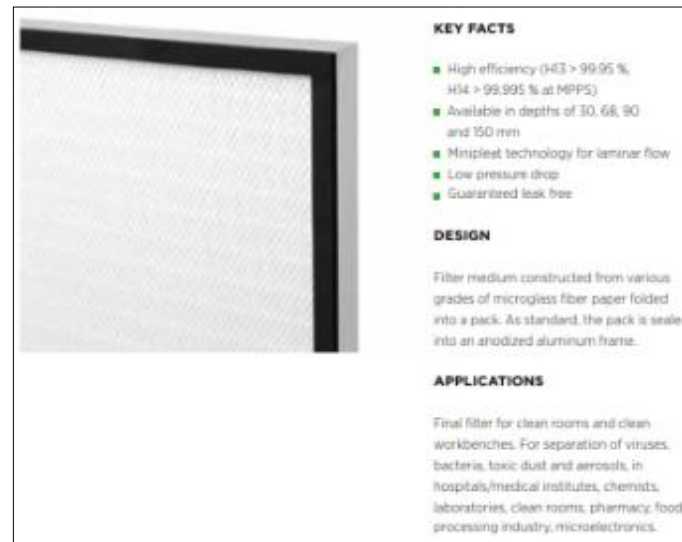
Tabel 12. Hasil seleksi AHU dan *chiller*

No.	Unit	Type	Keterangan
1	<i>Chiller</i>	Cerier 30RAM201 (57.4 kW)	3 unit
2	AHU	39TBC020021DHW	1 unit
	<i>Fan</i>	SYD315R	Forward Curved
	<i>Plate filter</i>	Mayair (G3 80% Arr/Coarse 65%)	2 pcs (493 × 595) 2 pcs (493 × 290)
	<i>Bag filter</i>	Mayair (F7 80% Dus/ePM10 80%)	2 pcs (287 × 490) 2 pcs (593 × 490)
	<i>Cooling coil</i>	5PWF 10C-24Tx861	10 rows
	<i>Electrical heater</i>	FUCA	20 kW

B. Pemilihan *filter*

Pada *painting room* ini udara luar dialirkan ke dalam ruangan melalui tiga tahap penyaringan udara luar yakni *prefilter*, *medium filter*, dan *HEPA filter*. Tahapan *prefilter* dan *medium filter* sudah ada pada AHU, sehingga untuk seleksi ini hanya akan

menyeleksi pada *HEPA filter* yang mana akan di pasang pada plafon (*ceilling*) ruangan. Filter yang akan diseleksi menggunakan filter dari produk MANN+HUMMEL dengan tipe *nanoclass square EF FL*. Dengan klasifikasi seperti yang di tunjukan pada gambar 17 dan 18 dibawah ini.



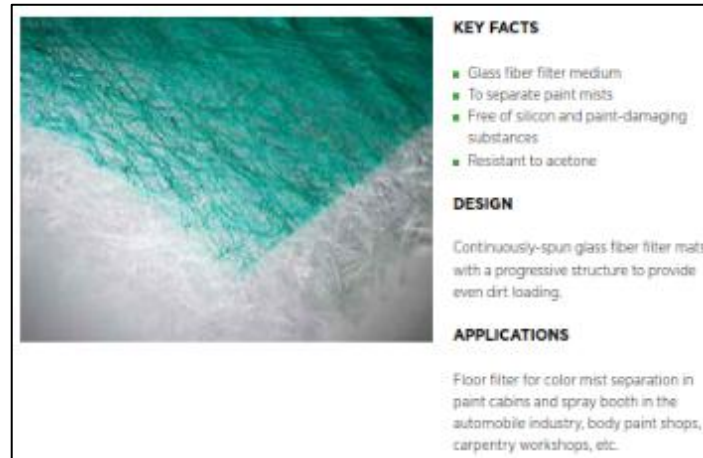
Gambar 17. Data *ceiling filter*

PERFORMANCE DATA			
Filter Class	Dimensions	Flow Rate	Pressure Drop
EN 1822	mm	m ³ /h	Pa
H13	305 x 305 x 30	150	195
H13	305 x 610 x 30	300	195
H13	305 x 762 x 30	375	195
H13	305 x 915 x 30	450	195
H13	457 x 457 x 30	350	195
H13	457 x 610 x 30	450	195
H13	610 x 610 x 30	600	195
H13	610 x 762 x 30	750	195
H13	610 x 915 x 30	900	195
H13	610 x 1220 x 30	1200	195

Gambar 18. Data performansi *ceiling filter nanoclass square EF FL*.

Dikarenakan filter *existing* menggunakan ukuran 610 x 610 x 30 sehingga konfigurasi *ceiling* masih menggunakan ukuran tersebut.

Sedangkan untuk filter pada saluran udara *exhaust* Filter yang akan digunakan yakni tipe *Airroll select paint dust* dengan dimensi 750 x 20000 x 50 mm. Dengan keterangan spesifikasi seperti yang diperlihatkan pada gamabar 19 dan 20.



Gambar 19. Jenis filter pada saluran *exhaust*

PERFORMANCE DATA			
Dimensions	Average arrestance	Flow rate	Pressure Drop
mm	Paint mist (%)	m ³ /s	Pa
750 x 20000 x 50	90 - 95	2.5	6 - 20
750 x 20000 x 75	90 - 91	2.5	7 - 30
750 x 20000 x 100	90 - 99	2.5	14 - 60
SPECIFICATION			
Recommended air velocity	2.5 m/s	Recommended final pressure drop	80 Pa for 50 mm and 75 mm, 120 Pa for 100 mm
Heat resistance	Max. 80 °C	Moisture resistance	80 %
Regenerable	No	Incinerable	No

Gambar 20. Data performansi filter saluran *exhaust*

C. Pemilihan pompa *chiller*

Pada pompa *chiller* hanya akan menggunakan satu pompa dan satu *back up*. Dengan parameter yang mengikuti data dari AHU yakni :

Parameter	Nilai
<i>Flow</i> total	6,58 L/s (23,7 m ³ /h)
Pipa utama	DN65
Material	Carbon steel
<i>Velocity</i>	2.56 m/s
WDP AHU	42,7 kPa
WDP <i>chiller</i>	45 kPa/ unit

Jika mengikuti desain yang terlampir. Dengan panjang total 70 m, menggunakan *fitting elbow, check valve, butterfly valve, tee*. Sehingga didapat *head total* 25 m perhitungan terlampir. Dengan menggunakan rumus yang di pakai yakni [30], [31], [32];

$$\Delta P = K \frac{\rho V^2}{2} \quad (4.5)$$

Dimana:

ΔP = Pressure drop (Pa)

K = Koefisien kerugian *fitting*

ρ = Densitas fluida (kg/m³)

V = Kecepatan aliran fluida di dalam pipa (m/s)

$$H = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad (4.6)$$

Dimana:

H = Head (m)

ΔP = Pressure drop (Pa)

ρ = Densitas fluida (kg/m³)

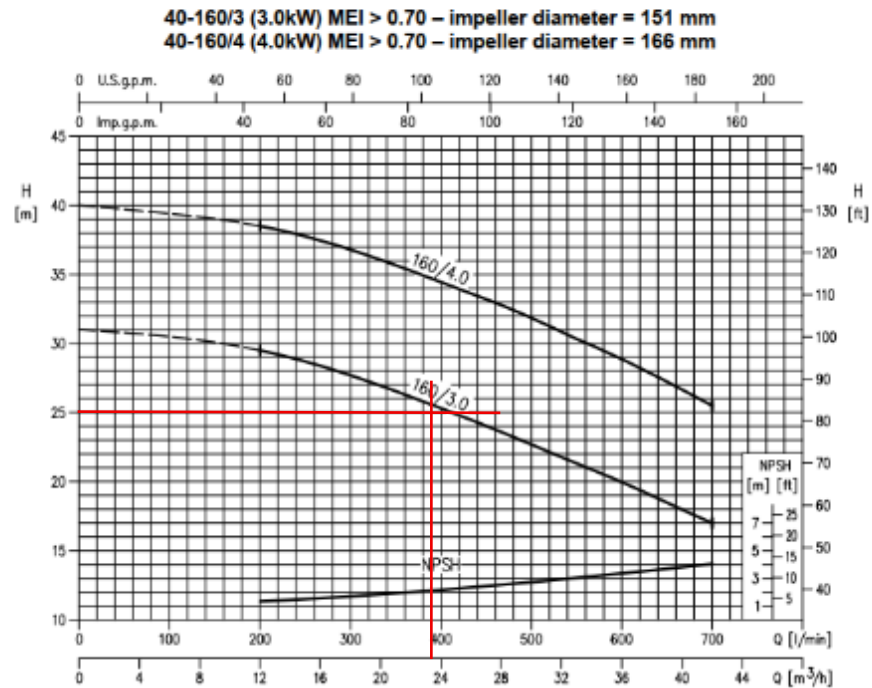
V = Kecepatan aliran fluida di dalam pipa (m/s)

Selanjutnya tentukan pompa dengan menggunakan grafik *head* vs debit air. Dengan menggunakan data debit 23,7 CMH dan *head* 25 m. Untuk penentuan grafik dapat dilihat pada gambar 17.

PERFORMANCE CURVE

50Hz

Rev. S

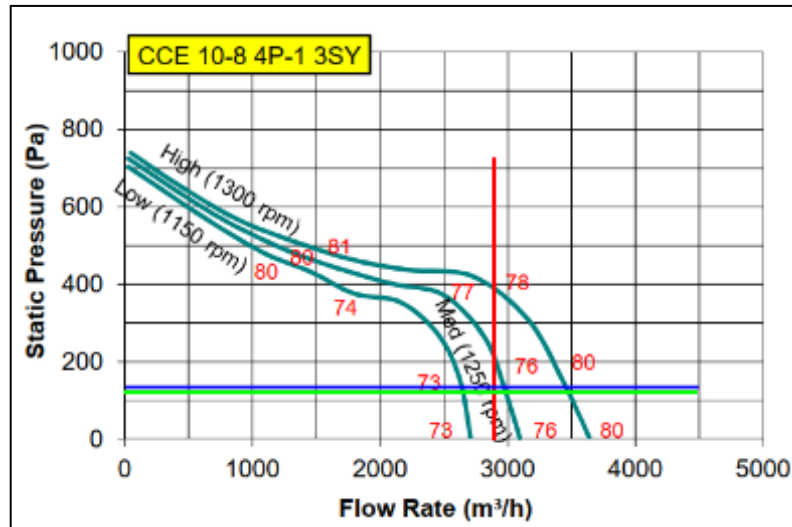


Gambar 21. Performance curve pompa sentrifugal Ebara

D. Pemilihan *exhaust fan*

Pada pemilihan *exhaust fan* akan menggunakan dua buah *fan* dengan total debitnya 1615 l/s. Sehingga debit untuk masing-masing *fan* yakni 808 l/s (2908 CMH). Cara perhitungan *pressure drop* sama seperti saat menentukan saluran udara *supply* untuk data perhitungan dan rancangan udara *exhaust* dapat dilihat pada lampiran. Hasil dari perhitungan *pressure drop* yakni untuk *fan* 1 nilainya 52 Pa dan *fan* 2 nilainya 46 Pa. Jika ditambah dengan filter maka masing-masing ditambah 80 Pa. Sehingga *pressure drop* untuk *fan* 1 nilainya 132 Pa dan *fan* 2 nilainya 126 Pa.

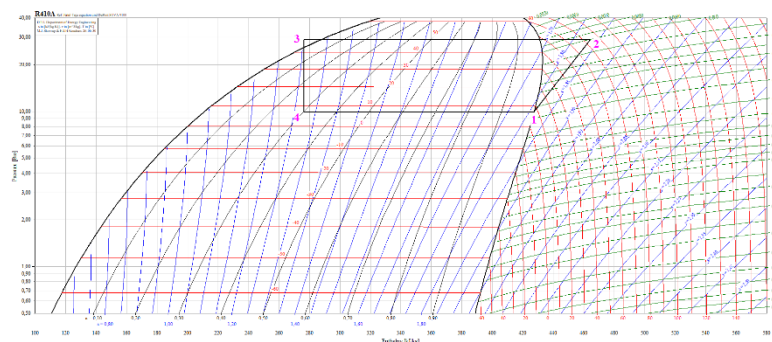
Setelah didapat *static pressure* seleksi unit pada grafik *static pressure* vs *flow rate*. Dengan menggunakan data debit 2908 CMH dan *pressure drop* untuk *fan* 1 nilainya 132 Pa dan *fan* 2 nilainya 126 Pa. Untuk grafik seleksinya dapat dilihat pada gambar 17 dengan garis horizontal berwarna biru untuk *fan* 1 dan warna hijau untuk *fan* 2.



Gambar 22. Grafik *static pressure vs flow rate* fan Kruger

8. Performansi unit

Performansi unit dihitung secara teoritis yang telah didapat. Data-data yang diperlukan untuk menghitung performansi yakni temperatur evaporasi (setelah keluaran alat ekspansi), temperatur kondensasi (sebelum masuk alat ekspansi) dan efisiensi isentropik. Untuk plot diagram p-h akan menggunakan *software Coolpack* tipe *refrigerant* R410A. Dengan mengisikan data Temperatur evaporasi 7 °C, Temperatur kondensasi 48 °C, Efisiensi isentropik 0,8 (asumsi) Sehingga didapat hasil plot diagram yang terlihat pada gambar 23.



Gambar 23. Hasil plot diagram p-h secara teoritis.

Values at points in cycle

Values at points 1-6,15 for the selected one stage cycle

Point	T	P	v	h	s
	[°C]	[bar]	[m³/kg]	[kJ/kg]	[kJ/(kg K)]
1	7,009	9,898	0,026983	427,364	,8117
2	73,961	28,970	0,010064	464,120	,8331
3	73,961	28,970	0,010064	464,120	1,8331
4	42,830	28,970	N/A	276,357	N/A
5	N/A	9,898	N/A	276,357	N/A
6	7,009	9,898	0,026983	427,364	1,8117
15	N/A	28,970	N/A	276,357	N/A

OK Print Copy Help

Gambar 24. Data yang diperlukan untuk menghitung COP.

Setelah diplot didapat data sebagai berikut:

$$h_1 = 427,36 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 464,12 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 276,36 \text{ kJ/kg}$$

$$T_e = 7^\circ\text{C} = 280 \text{ K}$$

$$T_c = 48^\circ\text{C} = 321 \text{ K}$$

kapasitas pendinginan evaporator 57,42 kW didapat dari spesifikasi *chiller* terlampir) sehingga didapat COP aktual dan COP *carnot* dengan menggunakan persamaan 2.35 sampai 2.37 sebagai berikut:

$$COP_a = \frac{Q_e}{Q_w} = \frac{\dot{m} \times (h_1 - h_4)}{\dot{m} \times (h_2 - h_1)} = \frac{\dot{m} \times (427,36 - 276,36)}{\dot{m} \times (464,12 - 427,36)} = 4,1$$

$$COP_R = \frac{T_e}{T_k - T_e} = \frac{280}{321 - 280} = 6,83$$

Sehingga efisiensi dari *chiller* ini dengan menggunakan persamaan 2.38 yakni:

$$\eta_{\text{reff}} = \frac{COP_a}{COP_R} \times 100\% = \frac{4,1}{6,83} \times 100\% = 60 \%$$

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

1. Kesimpulan

Setelah melakukan pengambilan data, perancangan dan perhitungan. Maka didapatkan kesimpulan bahwa untuk ruangan *painting primer bonding* pada PT. Dirgantara Indonesia lebih baik menggunakan sistem AC (*air conditioner*) bertipe sentral. AC sentral ini terdiri dari dua bagian yakni AHU (*air handling unit*) dan *chiller*. Kelebihan AC sentral dapat menjaga temperatur dan kelembaban udara ruangan, juga dapat menyaring udara luar agar tidak ada kontaminasi partikel yang masuk ke ruangan *painting*. Untuk sistem sebelumnya penurunan kelembaban kurang baik karena sangat bergantung pada *chiller* sehingga untuk menurunkan kelembaban pada sistem yang baru akan menggunakan *electrical heater* agar lebih efektif dan independen.

Dengan ukuran ruangan yang berada di hanggar PT. Dirgantara Indonesia, Kota Bandung. Berukuran panjang 10 m lebar 6 m tinggi 4,8 m yang berada ditengah-tengah hanggar dengan jam operasi mulai pukul 08:00-16:00 WIB. Didapat beban pendinginan dengan menggunakan metode CLTD (*cooling load temperature difference*) dan CLF (*cooling load factor*) yakni 139.694 W atau kurang lebih 140 kW dengan nilai debit udara 2018 l/s. Dengan beban 140 kW dan menggunakan filter udara yang setara HEPA. Dengan menggunakan *software Cerier* didapat unit AC dengan tiga unit *chiller* bertipe 30RAM201 dan satu unit AHU bertipe 39TBC020021DHW. Selain itu untuk membantu menyirkulasikan air antara *chiller* dan AHU menggunakan pompa dengan debit 23,7 CMH dan head 25 m Ebara dengan tipe 3(.)M E40-160/3 M. *Exhaust fan* pada *painting room* menggunakan dua *fan*. Kedua *fan* tersebut memiliki kapasitas debit *exhaust fan* 80% dari debit *supply fan* didapatlah 808 l/s (2908 CMH) per satu *fan*. Pada filter udara untuk *prefilter* dan *medium filter* menggunakan filter yang telah diseleksi bersama dengan seleksi AHU yakni filter dengan kelas G3 dan F7. Pada *ceiling filter* menggunakan *brand* MANN+HUMMEL dengan tipe *nanoclass square EF FL* (kelas H13). Filter pada saluran udara *exhaust* menggunakan tipe *Airroll select paint dust (ISO coarse)*. Sehingga besarnya *pressure drop* pada saluran udara *supply* yakni 407 Pa dan untuk saluran udara *exhaust* yakni 132 Pa dan 126 Pa. Nilai COP_{aktual} dari *chiller* 4,1 dan COP_{carnot} 6,83 yang mana nilai tersebut sudah sesuai dengan SNI 6390:2020. Efisiensi dari unit pendinginnya yakni 60%.

2. Saran

Analisis performansi unit akan lebih akurat jika dihitung dengan hasil pengukuran temperatur aktual pada titik-titik pengukuran yang seharusnya. Untuk penulis jika ingin melanjutkan penulisan ini dapat dilanjutkan dengan menambahkan rancangan sistem kontrol dan kelistrikan pada ruangan *painting primer bonding* ini.

DAFTAR PUSTAKA

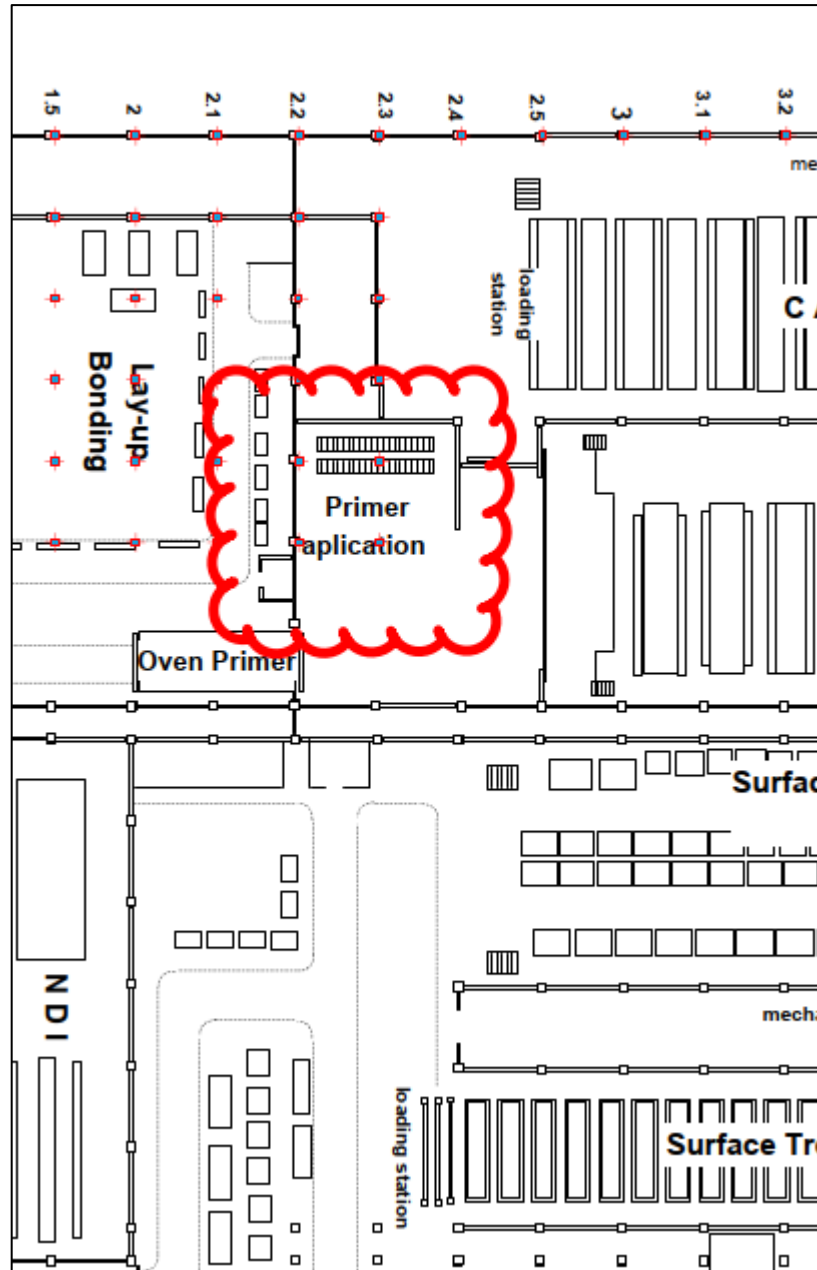
- [1] R. Nauval, D. Fernandez, H. D. Saputra, dan M. Y. Setiawan, “Analisis Perbandingan Hasil Pengecatan Pada Ruangan Terbuka Dan Dalam Ruangan (Spray Booth) Comparative Analysis Of Painting Results In Open Spaces (Out Door) and Indoor (Spray Booth)”, doi: 10.24036/jtpvi.v3i2.262.
- [2] Akhmad Hafizh Ainur Rasyid; Dany Iman Santoso; Firman Yasa Utama, “Pemilihan Parameter Pengecatan Untuk Mendapatkan Ketebalan Lapisan Cat Yang Tepat Untuk Permukaan Tidak Merata”.
- [3] H. Liao, W. Cai, F. Cheng, S. Dubey, dan P. B. Rajesh, “An online data-driven fault diagnosis method for air handling units by rule and convolutional neural networks,” *Sensors*, vol. 21, no. 13, Jul 2021, doi: 10.3390/s21134358.
- [4] C. C. Cheng dan D. Lee, “Smart sensors enable smart air conditioning control,” *Sensors (Switzerland)*, vol. 14, no. 6, hlm. 11179–11203, Jun 2014, doi: 10.3390/s140611179.
- [5] William Goetzler, “Variable Refrigerant Flow Systems,” 2007.
- [6] MEP Academy Instructor, “Air Handling Units,” <https://mepacademy.com/>. Diakses: 21 Agustus 2025. [Daring]. Tersedia pada: <https://mepacademy.com/chillers-and-air-handling-units/>
- [7] ASHRAE, “VENTILATION AND INFILTRATION,” 2013.
- [8] National Air Filtration Association (NAFA), “Understanding MERV,” 2014. [Daring]. Tersedia pada: www.nafahq.org
- [9] ASHRAE, “Handbook-Fundamentals (SI),” 2013.
- [10] ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment (SI), “HUMIDIFIERS,” 2020.
- [11] ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment (SI), “HUMIDIFIERS,” 1016.
- [12] L. § 1910. 107 Occupational Safety and Health Admin., “Spray finishing using flammable and combustible materials,” hlm. 273–282, 2020.
- [13] American Conference of Governmental Industrial Hygienist, “INDUSTRIAL VENTILATION,” 1998.

- [14] ASHRAE Fundamentals Handbook (SI), "NONRESIDENTIAL COOLING AND HEATING LOAD CALCULATIONS (CHAPTER 28)," 1997.
- [15] R. and A.-C. E. I. ASHRAE (American Society of Heating, "Cooling load and Heating Load Calculation Manual," 1980.
- [16] SMACNA, "HVAC SYSTEMS DUCT DESIGN," 1990.
- [17] I. Arda, R. Lukitobudi, dan M. Eng, "DASAR REFRIGERASI."
- [18] Capt. Afsana Tazrin, Sadia Akter Reni, dan Navid Md. Sium, "DETERMINATION OF CO-EFFICIENT OF PERFORMANCE (COP) OF A VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION CYCLE USING LIQUEFIED PETROLEUM GAS (R-290) AS REFRIGERANT AND COMPARE IT WITH R-134a," 2017.
- [19] Robby Novrizaldi, "Analisa Unjuk Kerja Desain Sistem Refrigerasi Kompresi Uap."
- [20] H. Santoso, "Perancangan Sistem Pendingin dan Tata Udara pada Ruang Mesin produksi di PT. X untuk Menjaga Performa dan Ketahanan Komponen Mesin," *Jl. Srengseng Sawah Raya*, vol. 5, no. 17, 2023.
- [21] A. Pramudhita dan R. Hermawan, "PERANCANGAN SISTEM TATA UDARA PADA RUANG NICU DI LANTAI 3 RUMAH SAKIT 'X,'" *Jurnal Teknologi Terapan* |, vol. 6, no. 2, 2020.
- [22] H. Ahyadi dan T. Aghna, "PERANCANGAN SISTEM TATA UDARA RUANG ISOLASI RUMAH SAKIT X YOGYAKARTA," 2024.
- [23] I. Firman, "Perancangan Sistem Tata Udara pada Instalasi Ruang Farmasi RSAB Harapan Kita Jakarta," vol. 11, 2021.
- [24] T. T. Yanti dan R. Hermawan, "PERANCANGAN SISTEM TATA UDARA RUANG BERSIH KELAS B UNTUK RUANG PRODUKSI OBAT DI PT.X," *Jurnal Mekanikal Teknik Mesin FTUP*, vol. 15, no. 1, 2020.
- [25] Badan Standardisasi Nasional, "Standar Nasional Indonesia Konservasi energi sistem tata udara pada bangunan gedung," 2020, [Daring]. Tersedia pada: www.bsn.go.id
- [26] Kota Bandung Dalam Angka, "Temperatur (Derajat Celcius) per Bulan di kota Bandung (Derajat Celsius), 2024," Badan Pusat Statistik Kota Bandung. Diakses:

- 30 September 2025. [Daring]. Tersedia pada: <https://bandungkota.bps.go.id/id/statistics-table/2/MTI0OCMy/temperatur--derajat-celsius--per-bulan-di-kota-bandung.html>
- [27] C. and G. A. B. S. B. D. A. Badan Meteorologi Klimatologi dan Geofisika Stasiun Bandung/Meteorological, “Kelembapan Udara per Bulan di Kota Bandung (Persen), 2024,” Badan Pusat Statistik Kota Bandung. Diakses: 30 September 2025. [Daring]. Tersedia pada: <https://bandungkota.bps.go.id/id/statistics-table/2/MTI0OSMy/kelembapan-udara-per-bulan-di-kota-bandung.html>
- [28] GMAO MERRA-2 data accessed from NASA POWER at 2025-09-30 04:50:39 UTC., “Heatmap of Monthly Earth Skin Temperature 2023/01/01 to 2024/12/31 (Lat: -6.9, Lon: 107.58),” NASA POWER | DAV. Diakses: 30 September 2025. [Daring]. Tersedia pada: <https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer/>
- [29] R. Hazizah dan Y. Chandra Dwiaji, “JOURNAL OF APPLIED MECHANICAL ENGINEERING AND RENEWABLE ENERGY (JAMERE) Studi Perbandingan Nilai Konduktivitas Termal Gypsum dan Sandwich Panel Sebagai Material Dinding Paint Dry Room”, [Daring]. Tersedia pada: <https://journal.isas.or.id/index.php/JAMERE>
- [30] Rachmat Subagyo, “Analisis Koefisien Kerugian Pada Percabangan Pipa,” 2009, Diakses: 19 Mei 2026. [Daring]. Tersedia pada: <https://media.neliti.com/media/publications/66668-ID-analisis-koefisien-kerugian-pada-percaba.pdf>
- [31] Sumardi dan Nurnawaty, “Analisis Perubahan Tinggi Tekanan Akibat Sudut Belokan 900 Dan 450 Dengan Menggunakan Fluid Friction Apparatus,” 2020.
- [32] Rizky Dwi Aldiantofas dan M. S. T. Ali Akbar, “ANALISA HEAD LOSS INSTALASI SISTEM PIPING GEDUNG BANK BUMN DI SURABAYA,” 2025.

LAMPIRAN

1. *Layout ruangan painting primer bonding*



2. Data geografis PT. Dirgantara Indonesia

A. Temperatur

30/09/2025, 12:02

Temperatur (Derajat Celcius) per Bulan di kota Bandung - Tabel Statistik - Badan Pusat Statistik Kota Bandung

Bulan	Temperatur (Derajat Celcius) per Bulan di kota Bandung (Derajat Celsius)		
	Minimum	Maksimum	Rata Rata
	2024	2024	2024
September	20,2	31,4	24,9
Oktober	20,8	32,5	25,6
November	20,8	30,5	23,9
Desember	21,8	30,1	24,6

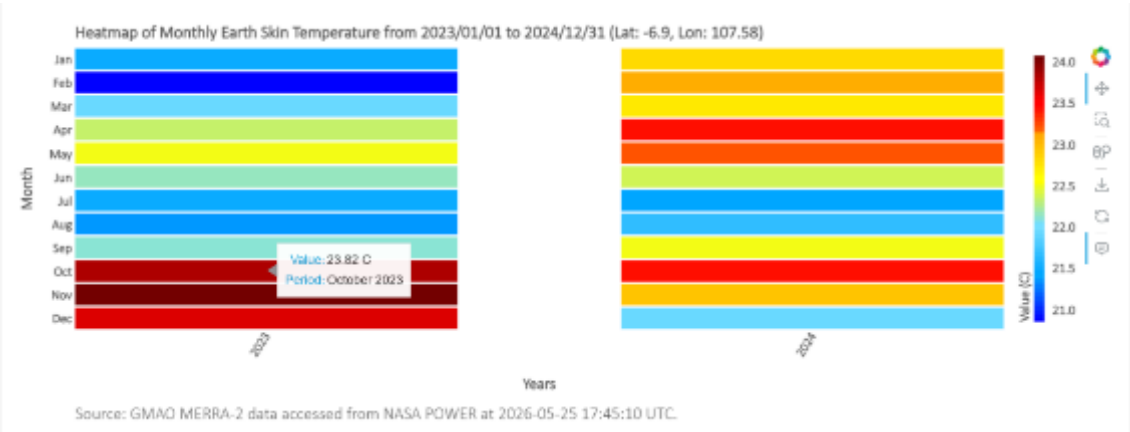
B. Kelembaban

30/09/2025, 12:03

Kelembapan Udara per Bulan di Kota Bandung - Tabel Statistik - Badan Pusat Statistik Kota Bandung

Bulan	Kelembapan Udara per Bulan di Kota Bandung (Persen)		
	Minimum	Maksimum	Rata Rata
	2024	2024	2024
Oktober	36,00	91,00	73,00
November	58,00	98,00	88,00
Desember	54,00	98,00	82,00

C. Temperatur tanah



3. Data hasil pengukuran konstruksi bangunan

A. Konstruksi dinding



Ketebalan Dinding 21 cm (0,688976ft)



Menggunakan l.w. Concreat Block



Tebal plaster 1 cm (0,0328 ft)

B. Konstruksi lantai



Ketebalan Dinding 10 cm (0,3280 ft)



Penampakan lantai

C. Konstruksi atap

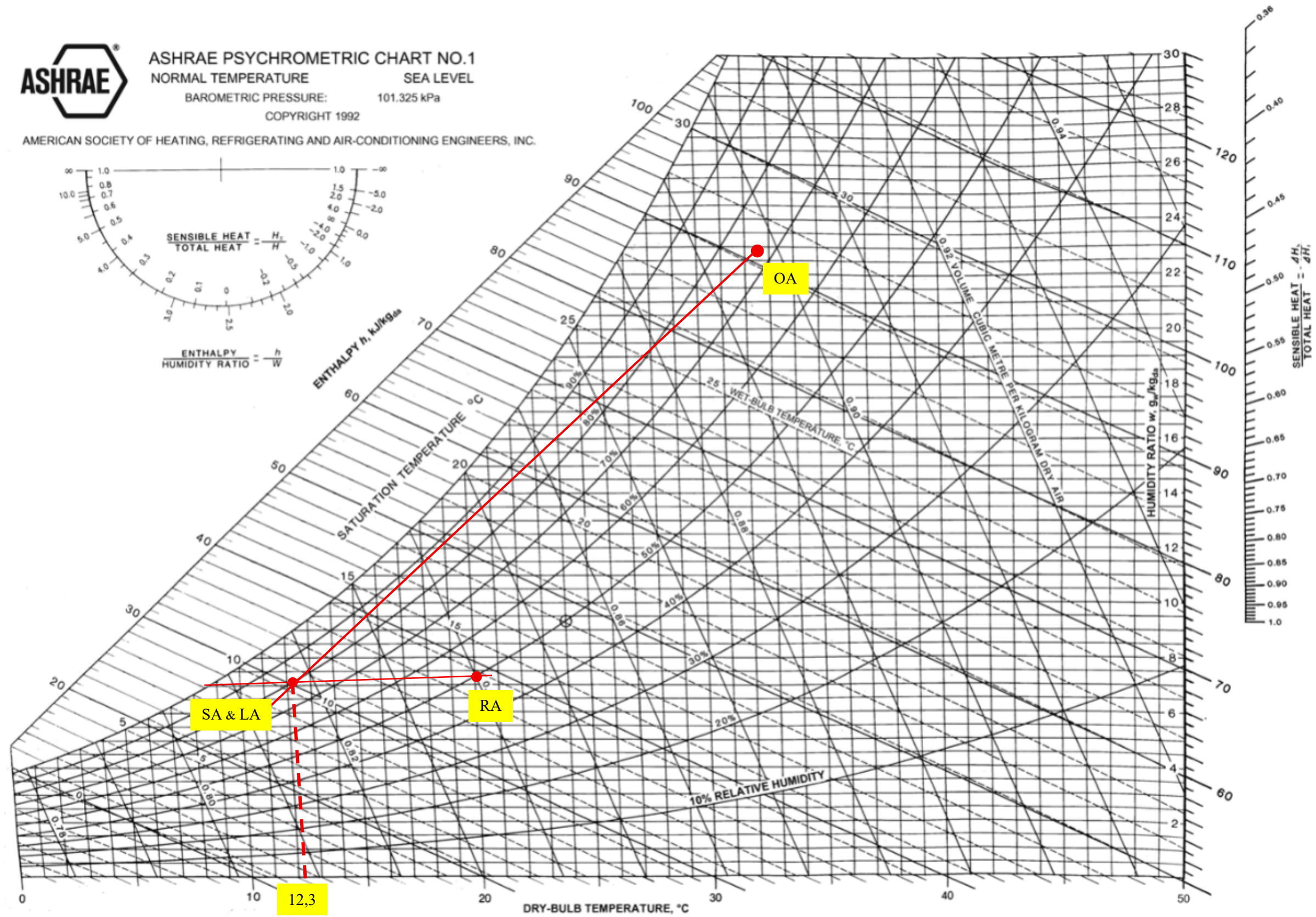


Ketebalan Dinding 10 cm (0,3280 ft)

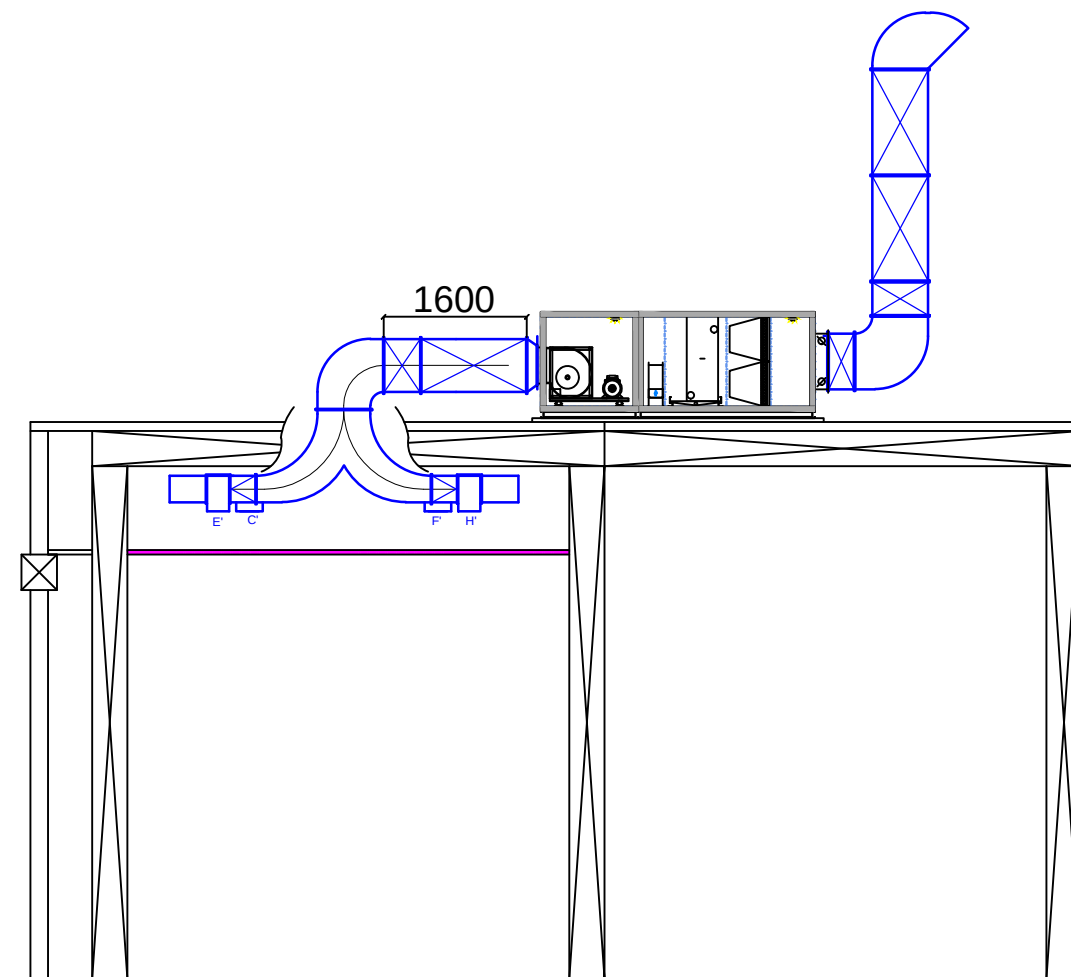
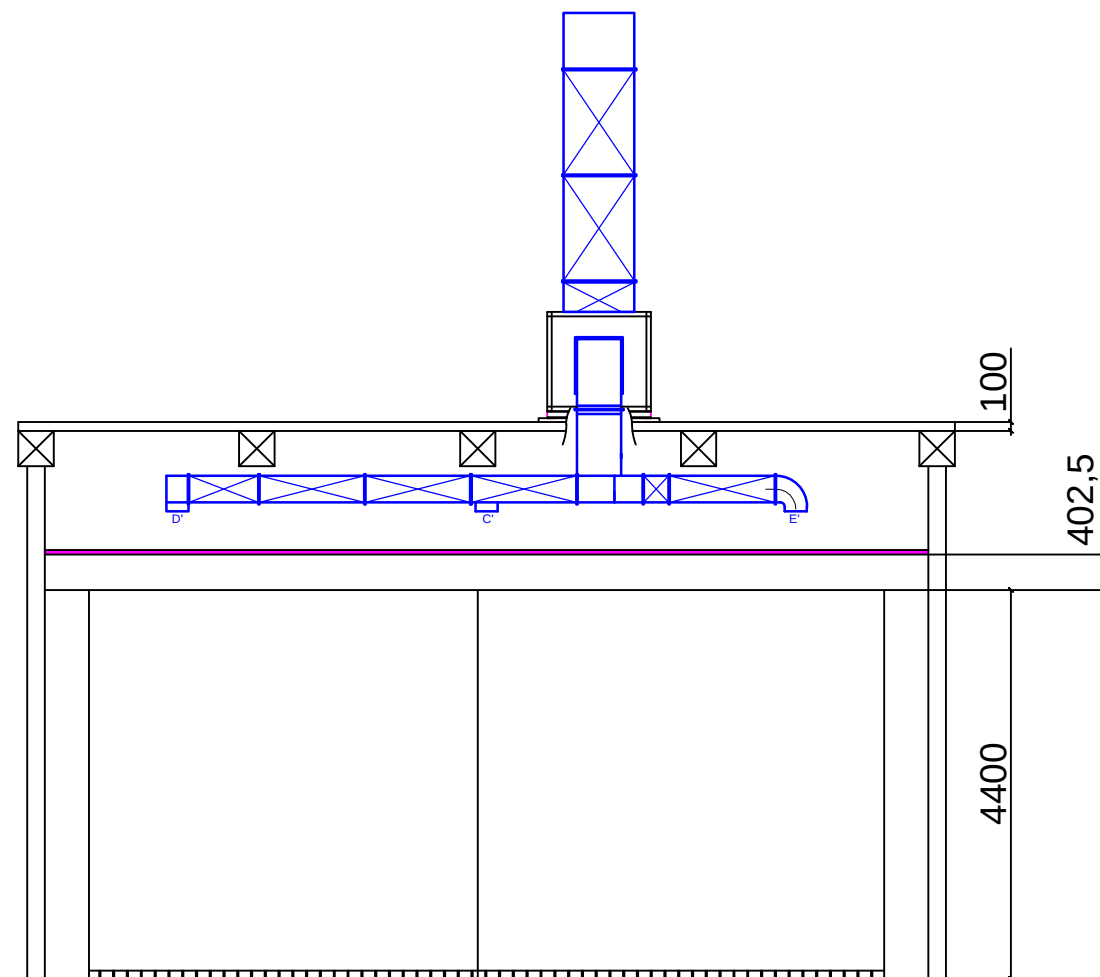
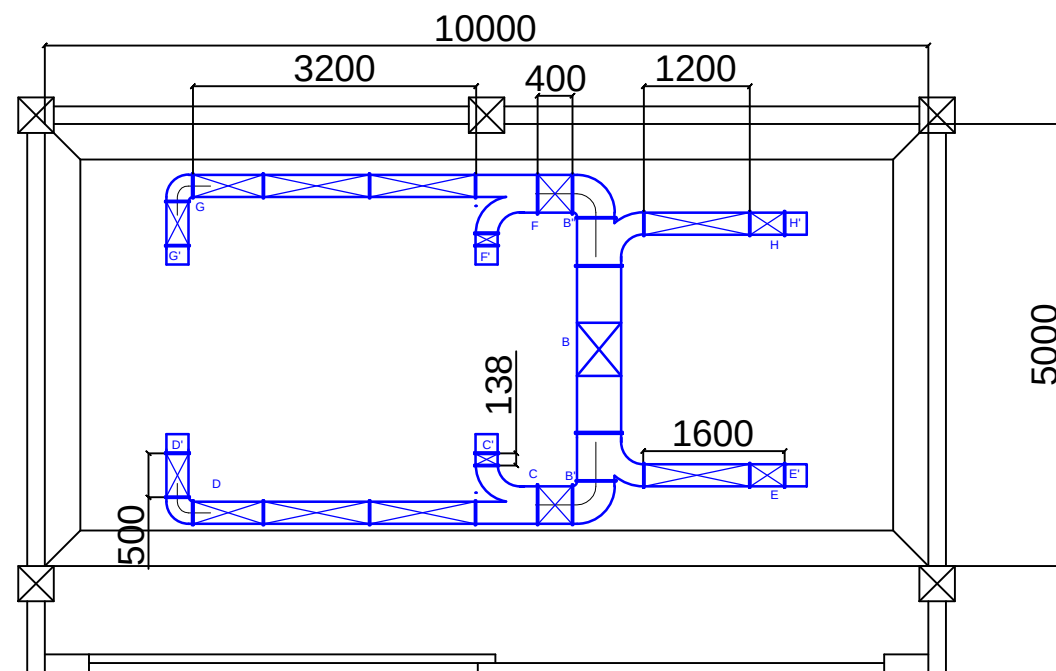


Menggunakan *Finishing layer*

4. Plot data di psikrometrik



5. Rancangan saluran udara



Pengruan tinggi



KETERANGAN :

R E V I S I		
NO	U R A I A N	TANGGAL

Pemilik
Maulana Mahmudin
Salim

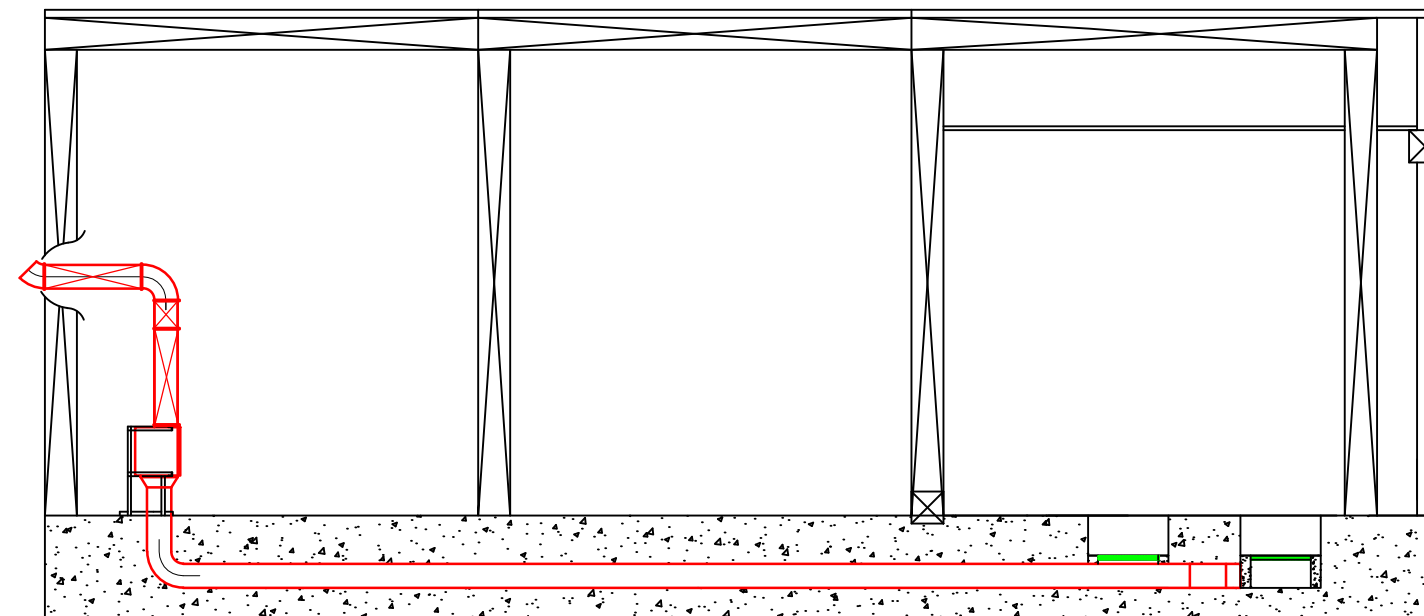
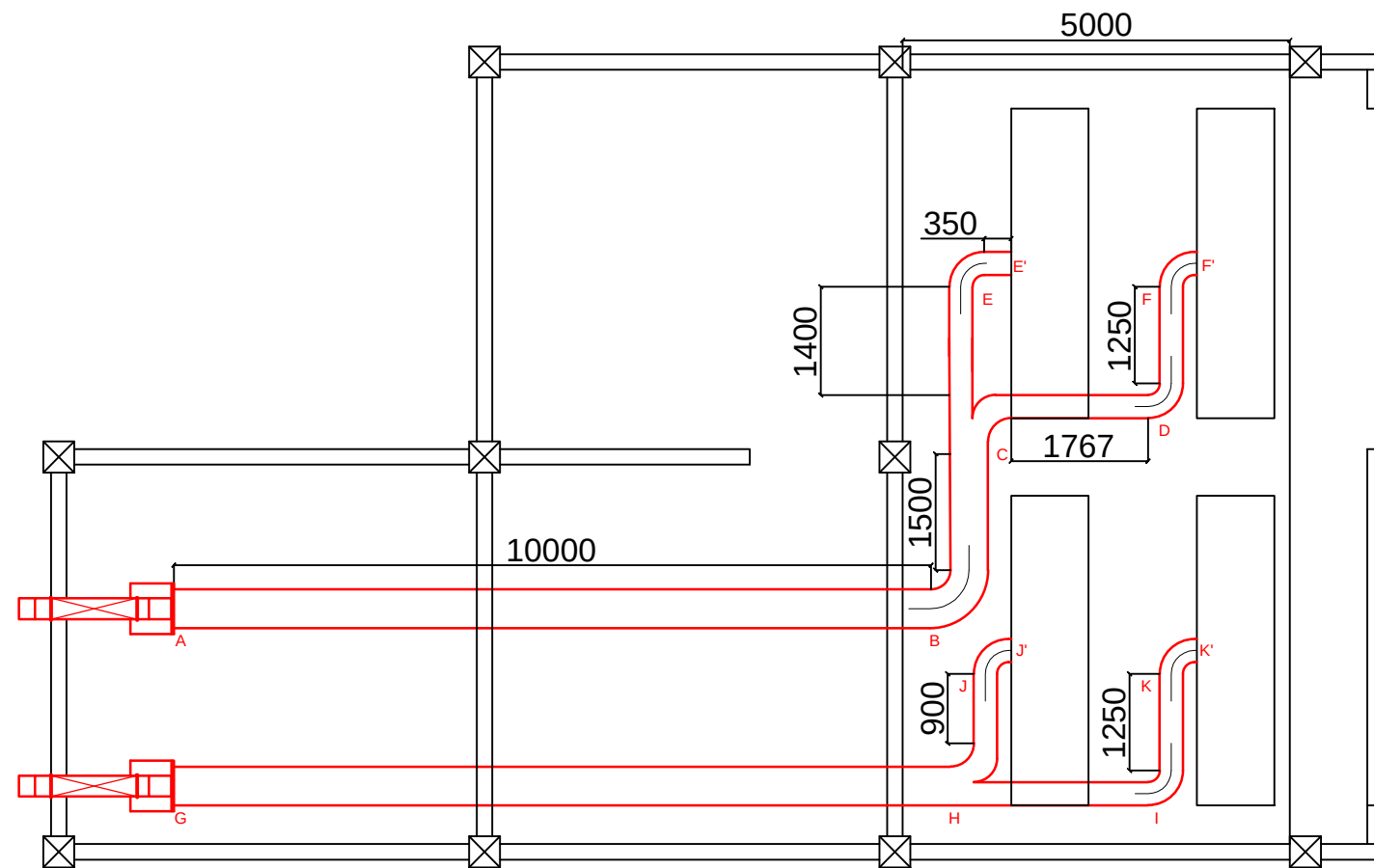
NIM
193030123

Tanggal Pembuatan
10 / 05 / 2026

Nomor gambar
MMS-05-26-001

Nama Gambar
Saluran Udara
Supply

Digambar	Diperiksa	Disetujui
Satuan	Skala	
mm	NTS	



Pengukuran tinggi



KETERANGAN :

R E V I S I		
NO	U R A I A N	TANGGAL

Pemilik
Maulana Mahmudin
Salim

NIM
193030123

Tanggal Pembuatan
10 / 05 / 2026

Nomor gambar
MMS-05-26-002

Nama Gambar
Saluran Udara
Exhaust

Digambar	Diperiksa	Disetujui
Satuan	Skala	
mm	NTS	

7. Perhitungan *pressure drop* saluran udara *supply* dan *exhaust*

Friction Loss Supply

No	Duct	Debit (lps)	V (m/s)	Pv (Pa)	H (mm)	W (mm)	R (mm)	R/W	H / W	Ac (mm²)	As (mm²)	Ab (mm²)	Ab/As	Ab/Ac	Qb/Qc	C	Δ PT (Pa)
1	B-elbow	2018	7,5	31,00	500	600	450	0,75	0,83	300000	300000		1,0		0,0	0,47	14,47
2	B-wye (X)	2018	7,5	31,00	500	600	900	1,50	0,83	300000	150000	125000		0,4	0,0	0,30	9,30
1	B-wye branch (W)	1009	7,5	31,00	300	250	300	1,20	1,20	150000	127500	75000	0,6	0,5	0,3	0,40	12,40
2	E-elbow	337	4,8	14,00	250	300	225	0,75	0,83	127500	75000		1,7		0,0	0,47	6,53
3	B-wye main (W)	1009	7,5	31,00	300	425	300	0,71	0,71	150000	127500	75000	0,6	0,5	0,3	0,04	1,37
4	B'-elbow	673	6,3	19,28	300	425	212,5	0,50	0,71	75000	127500		0,6		0,0	1,32	25,40
5	C-wye branch (W)	673	6,3	19,28	300	250	250	1,00	1,20	127500	75000	75000	1,0	0,6	0,5	0,48	9,25
6	C'-elbow	337	4,8	14,00	250	300	150	0,50	0,83	75000	75000		1,0		0,0	0,47	6,53
7	C-wye main (W)	673	6,3	19,28	300	250	250	1,00	1,20	127500	75000	75000	1,0	0,6	0,5	0,06	1,16
8	D-elbow	337	4,8	14,00	300	250	125	0,50	1,20	75000	75000		1,0		0,0	0,47	6,53
9	D'-elbow	337	4,8	19,28	250	300	150	0,50	0,83	75000	75000		1,0		0,0	0,47	9,00
Pressure drop miror																	87
Total Pressur Drop elbo, wye																	189

interpolasi						
Section	X	X1	X2	Y1	Y2	Y
B-elbow	0,83	0,75	1	0,48	0,44	0,47
E-elbow	0,83	0,75	1	0,48	0,44	0,47
B-wye main (W)	0,60	0,5	0,67	0,05	0,04	0,04
B'-elbow	0,71	0,5	0,75	1,4	1,3	1,32
C-wye branch (W)	0,6	0,5	1	0,52	0,32	0,48

$y = y1 + (\frac{(x-x1)}{(x1-x2)} \times (y1 - y2)$

No	Duct	Debit (lps)	H (mm)	W (mm)	V (m/s)	L (m)	Dh (m)	f	ρ (kg/m³)	Δ PT (Pa)
1	A-B	2018	500	600	7,5	1,6	0,598	0,01741	1,16	1,52
2	B-E	337	300	250	4,8	1,6	0,299	0,02136	1,16	1,53
3	B'-C	673	300	425	6,3	0,4	0,389	0,01971	1,16	0,47
4	C-C'	337	300	250	4,8	0,138	0,299	0,02136	1,16	0,13
5	C-D	337	300	250	4,8	3,2	0,299	0,02136	1,16	3,05
6	D-D'	337	300	250	4,8	0,5	0,299	0,02136	1,16	0,48
Pressure drop miror										7
Total Pressur Drop lurus										14
Total Pressur Drop										204

Friction Loss Exhaust

Fan 1

No	Duct	Debit (lps)	V (m/s)	Pv (Pa)	H (mm)	W (mm)	R (mm)	R/W	H / W	Ac (mm ²)	As (mm ²)	Ab (mm ²)	Ab/As	Ab/Ac	Qb/Qc	C	Δ PT (Pa)
1	A-elbow	808	5,8	20,45	300	500	500	1,00	0,60	150000	150000		1,0		0,0	0,24	4,95
2	C-elbow	808	5,8	20,45	300	500	500	1,00	0,60	150000	150000		1,0		0,0	0,24	4,95
3	C-wye main (W)	808	5,8	20,45	300	300	300	1,00	1,00	150000	90000	90000	1,0	0,6	0,5	0,48	9,82
4	E-elbow	404	4,8	13,73	300	300	300	1,00	1,00	90000	90000		1,0		0,0	0,21	2,88
5	C-wye branch (W)	808	5,8	20,45	300	300	300	1,00	1,00	150000	90000	90000	1,0	0,6	0,5	0,48	9,82
6	D-elbow	404	4,8	13,73	300	300	300	1,00	1,00	90000	90000		1,0		0,0	0,21	2,88
7	F-elbow	404	4,8	13,73	300	300	300	1,00	1,00	90000	90000		1,0		0,0	0,21	2,88
Total Pressur Drop elbo, wye																	38

No	Duct	AFR (lps)	H (mm)	W (mm)	V (m/s)	L (m)	Dh (m)	f	ρ (kg/m ³)	Delta PT (Pa)
1	A-B	808	300	500	5,8	10	0,420	0,02	1,16	8,93
2	B-C	808	300	500	5,8	1,5	0,420	0,02	1,16	1,34
3	C-E	404	300	300	4,8	1,4	0,328	0,02	1,16	1,19
4	E-E'	404	300	300	4,8	0,35	0,328	0,02	1,16	0,30
5	C-D	404	300	300	4,8	1,767	0,328	0,02	1,16	1,50
6	D-F	404	300	300	4,8	1,25	0,328	0,02	1,16	1,06
Total Pressur Drop lurus										14
Total Pressur Drop										52

$$y = y1 + \left(\frac{(x-x1)}{(x1-x2)} \right) \times (y1 - y2)$$

interpolasi						
Section	X	X1	X2	Y1	Y2	Y
C-elbow	0,60	0,5	0,75	0,25	0,23	0,24
C-wye main (W)	0,60	0,5	1	0,52	0,32	0,48
C-wye branch (W)	0,60	0,5	1	0,41	0,37	0,40

Fan 2

No	Duct	Debit (lps)	V (m/s)	Pv (Pa)	H (mm)	W (mm)	R (mm)	R/W	H / W	Ac (mm ²)	As (mm ²)	Ab (mm ²)	Ab/As	Ab/Ac	Qb/Qc	C	Δ PT (Pa)
1	A-elbow	808	5,8	20,45	300	500	500	1,00	0,60	150000	150000		1,0		0,0	0,24	4,95
2	H-wye main (W)	808	5,8	20,45	300	300	300	1,00	1,00	150000	90000	90000	1,0	0,6	0,5	0,48	9,82
3	I-elbow	404	4,8	13,73	300	300	300	1,00	1,00	90000	90000		1,0		0,0	0,21	2,88
4	K-elbow	404	4,8	13,73	300	300	300	1,00	1,00	90000	90000		1,0		0,0	0,21	2,88
5	H-wye branch (W)	808	5,8	20,45	300	300	300	1,00	1,00	150000	90000	90000	1,0	0,6	0,5	0,48	9,82
6	J-elbow	404	4,8	13,73	300	300	300	1,00	1,00	90000	90000		1,0		0,0	0,21	2,88
Total Pressur Drop elbo, wye																	33

No	Duct	AFR (lps)	H (mm)	W (mm)	V (m/s)	L (m)	Dh (m)	f	ρ (kg/m ³)	Delta PT (Pa)
1	G-H	808	300	500	5,8	10	0,420	0,02	1,16	8,93
2	H-I	404	300	300	4,8	1,767	0,328	0,02	1,16	1,50
3	I-K	404	300	300	4,8	1,25	0,328	0,02	1,16	1,06
4	H-J	404	300	300	5,8	0,9	0,328	0,02	1,16	1,11
Total Pressur Drop lurus										13
Total Pressur Drop										46

6. Ukuran saluran udara *supply* dan *exhaust*

Ruangan	Voa
Painting Room	2018

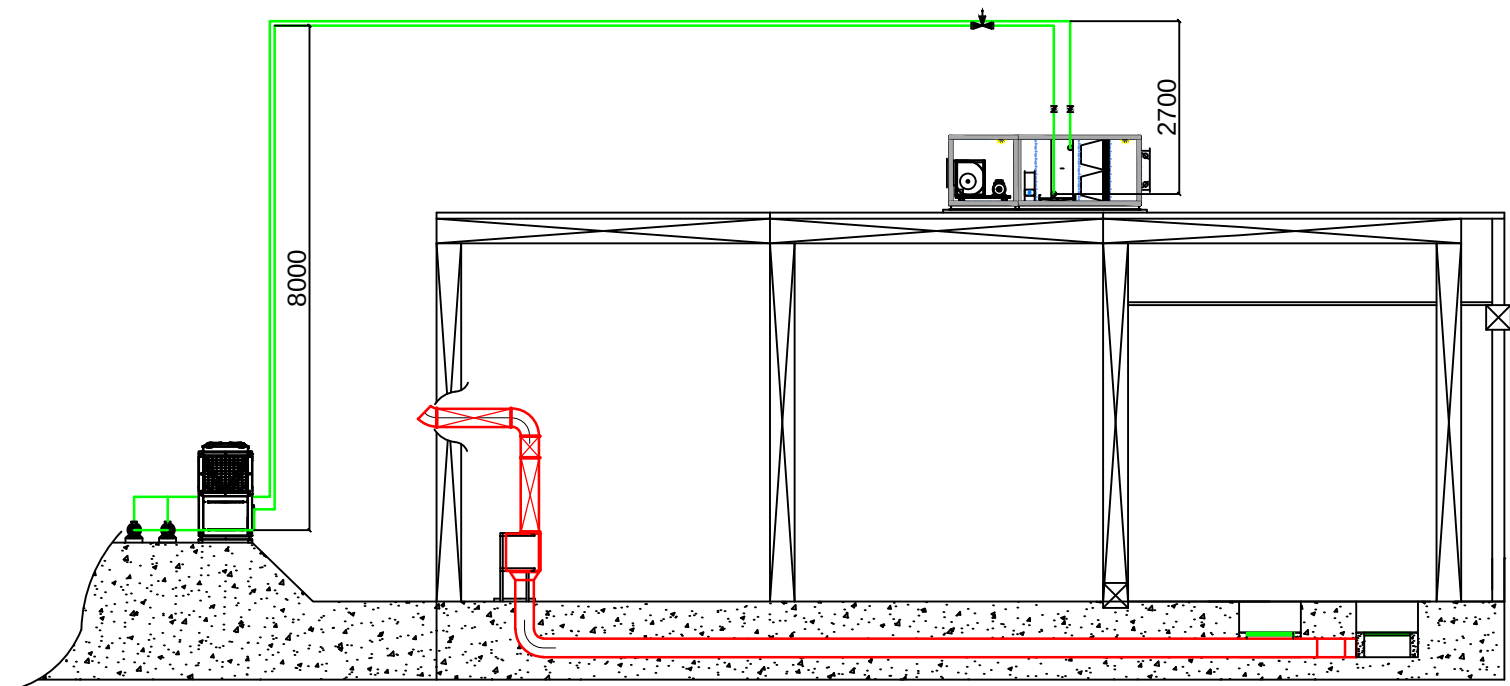
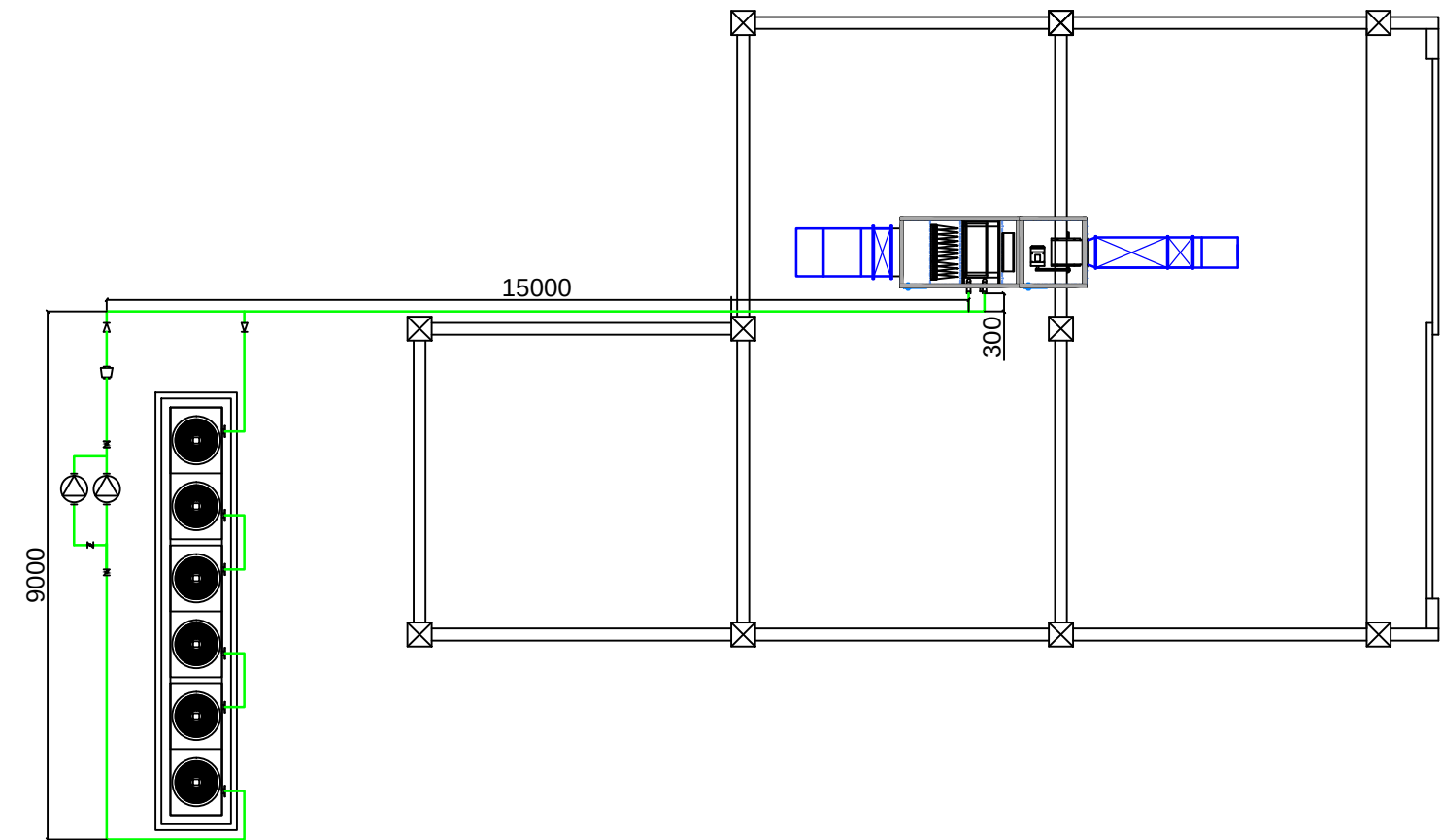
Ukuran Ducting Supply

No	Jalur	Debit (lps)	Pa / m	Kecepatan (m/s)	Ducting	
		Hitung			W (mm)	H (mm)
1	titik E'	337	1	4,8	300	250
2	titik C'	337	1	4,8	300	250
3	titik D'	337	1	4,8	300	250
4	titik F'	337	1	4,8	300	250
5	titik G'	337	1	4,8	300	250
6	titik H'	337	1	4,8	300	250
7	A-B	2018	1	7,5	600	500
8	B-C	673	1	6,3	425	300
9	B-E	337	1	4,8	250	300
10	C-D	337	1	4,8	250	300
11	B-F	673	1	5,5	425	300
12	B-H	337	1	4,8	250	300
13	F-G	337	1	4,8	250	300

Ukuran Ducting Exhaust

No	Jalur	Debit (lps)	Pa / m	Kecepatan (m/s)	Ducting	
		Hitung			W (mm)	H (mm)
1	titik E'	404	1	4,8	300	300
2	titik F'	404	1	4,8	300	300
3	titik J'	404	1	4,8	300	300
4	titik J'	404	1	4,8	300	300
5	A-B	808	1	5,8	500	300
6	B-C	808	1	5,8	500	300
7	C-D	404	1	4,8	300	300
8	D-F	404	1	4,8	300	300
9	C-E	404	1	4,8	300	300
10	G-H	808	1	5,8	500	300
11	H-I	404	1	4,8	300	300
12	I-K	404	1	4,8	300	300
13	H-J	404	1	4,8	300	300

8. Rancangan jalur pemipaan air sirkulasi



Pengruan tinggi



KETERANGAN :

R E V I S I		
NO	U R A I A N	TANGGAL

Pemilik
Maulana Mahmudin
Salim

NIM
193030123

Tanggal Pembuatan
10 / 05 / 2026

Nomor gambar
MMS-05-26-003

Nama Gambar
Jalur pemipaan
air sirkulasi

Digambar	Diperiksa	Disetujui
Satuan	Skala	
mm	NTS	

9. Perhitungan *head pompa*

Pipa						
Parameter	Nilai	satuan	ΔP (Pa/m)	ρ (kg/m ³)	g (m/s ²)	H (m)
Total panjang pipa	70	m	300	1,259	9,81	1,7
Total						1,7

Fitting								
tipe	kuantitas	satuan	K	v (m/s)	ρ (kg/m ³)	ΔP (Pa)	g (m/s ²)	Head (m)
Elbow	20	pcs	0,9	2,56	1,259	3,7	9,81	0,6
Check valve	2	pcs	2	2,56	1,259	8,3	9,81	0,1
butterfly valve	5	pcs	0,4	2,56	1,259	1,7	9,81	0,1
Tee	2	pcs	1,8	2,56	1,259	7,4	9,81	0,1
Total								0,9

Equipment						
Parameter	Nilai	satuan	ΔP (Pa)	ρ (kg/m ³)	g (m/s ²)	H (m)
AHU	1	unit	42,7	1,259	9,81	3,5
Chiller	3	Unit	42,7	1,259	9,81	10,4
Total						13,8
Total Head						16,4
Safety 15%						25

10. Spesifikasi *chiller 30RAM201*



SUMMARY PERFORMANCE REPORT



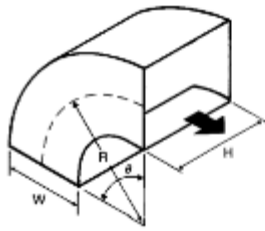
Unit Information		Fluid Heat Exchanger Information	
Model	30RAM201	Type	Shell and Tube
Quantity	3	Fluid	Fresh Water
Manufacturer	Carrier	Water Flow (m ³ /h)	11.4
Series	30RAM	Water Pressure Drop (kPa)	45
Manufacturing Source	China	Summer Leaving Water Temp (°C)	7
Refrigerant	R410a	Summer Entering Water Temp (°C)	11.35
Compressor Type	Hermetic scroll	Winter Leaving Water Temp (°C)	/
Refrigerant Circuit Number	2	Winter Entering Water Temp (°C)	/
Gross Weight (kg)	580	Water Pipe Diameter (DN)	65
Running Weight (kg)	640	Performance Information	
Length (mm)	2200	Mode	Cooling Only
Width (mm)	860	Input Power Cooling (kW)	23.63
Height (mm)	2000	Cooling Capacity (kW)	57.42
Air Heat Exchanger Information		EER (W/W)	2.43
Type	Fixed Tube	Mode	/
Summer Dry Bulb Temp (°C)	48	Input Power Heating (kW)	/
Winter Dry Bulb Temp (°C)	/	Heating Capacity (kW)	/
Electrical Information		COP (W/W)	/
Power Supply	380V/3Ph/50Hz		
Air Flow (m ³ /h)	28000		
Fan Quality	2		

Note:

- The nominal cooling capacity and nominal cooling input power are tested at the rated water flow, water outlet temperature of 7°C, and outdoor dry-bulb temperature of 35°C.
- The operating range is 5°C to 48°C for cooling and -15°C to 48°C for heating. If the unit needs to run in cooling mode at an ambient temperature lower than 5°C, please contact factory.
- As a separate item, control accessory box contains a wired controller, a wired controller communication cable, user manual, and temperature sensor. The configuration is subject to changes, so please refer to actual unit upon delivery.

11. Nilai koefisien gesek dari SMACNA HVAC system duct design-1990

F. Elbow, Rectangular, Smooth Radius without Vanes (15)



Coefficients for 90° elbows: (See Note 1)

R/W	Coefficient C (See Note 3)										
	H/W										
	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
0.5	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2
0.75	0.57	0.52	0.48	0.44	0.40	0.39	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44
1.0	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.19	0.20	0.21	0.21
1.5	0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17
2.0	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15

Note 3: Correction Factor for Reynolds number — K_{Re}

R/W	$Re, 10^{-4}$								
	1	2	3	4	6	8	10	14	≥20
0.5	1.40	1.26	1.19	1.14	1.09	1.06	1.04	1.0	1.0
≥0.75	2.0	1.77	1.64	1.56	1.46	1.38	1.30	1.15	1.0

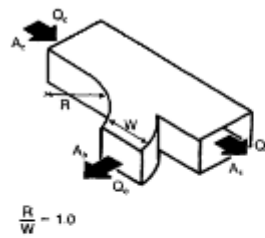
U.S. Units
For Standard Air: $R_e = 8.56 DV$
(Metric Units)
($R_e = 66.4 DV$)

where:
D = duct diameter, inches (mm)
V = duct velocity, fpm (m/s)

For Rectangular Ducts:
 $D = \frac{2HW}{H + W}$

14.20

W. Wye, Rectangular (15)



$\frac{R}{W} = 1.0$

90° Branch

Branch, Coefficient C (See Note 8)

A_2/A_1	A_3/A_1	Q_2/Q_1								
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.25	0.25	0.55	0.50	0.60	0.65	1.2	1.8	3.1	4.4	6.0
0.33	0.25	0.35	0.35	0.50	0.60	1.3	2.0	2.8	3.8	5.0
0.5	0.5	0.62	0.48	0.40	0.40	0.48	0.60	0.78	1.1	1.5
0.67	0.5	0.52	0.40	0.32	0.30	0.34	0.44	0.62	0.92	1.4
1.0	0.5	0.44	0.38	0.38	0.41	0.52	0.68	0.92	1.2	1.6
1.0	1.0	0.67	0.55	0.46	0.37	0.32	0.29	0.29	0.30	0.37
1.33	1.0	0.70	0.60	0.51	0.42	0.34	0.26	0.26	0.26	0.29
2.0	1.0	0.60	0.52	0.43	0.33	0.24	0.17	0.15	0.17	0.21

Main, Coefficient C (See Note 8)

A_2/A_1	A_3/A_1	Q_2/Q_1								
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.25	0.25	-0.01	-0.03	-0.01	0.05	0.13	0.21	0.29	0.38	0.46
0.33	0.25	0.08	0	-0.02	-0.01	0.02	0.08	0.16	0.24	0.34
0.5	0.5	-0.03	-0.06	-0.05	0	0.06	0.12	0.19	0.27	0.35
0.67	0.5	0.04	-0.02	-0.04	-0.03	-0.01	0.04	0.12	0.23	0.37
1.0	0.5	0.72	0.48	0.28	0.13	0.05	0.04	0.09	0.16	0.30
1.0	1.0	-0.02	-0.04	-0.04	-0.01	0.06	0.13	0.22	0.30	0.38
1.33	1.0	0.10	0	0.01	-0.03	-0.01	0.03	0.10	0.20	0.30
2.0	1.0	0.62	0.38	0.23	0.13	0.08	0.05	0.06	0.10	0.20