

**LAPORAN
PENGABDIAN KEPADA MASYARAKAT (PkM)**



**PERANCANGAN *COLD STORAGE* UNTUK
PENYIMPANAN DAGING 30 TON
DI CV AGUNG SEGAR TEKNIK**

Oleh:

**Ir. Jones Victor Tuapetel, ST, MT, PhD, IPM, ASEAN Eng.
NIDN: 0322096803**

**Lanang Ronggo Gebyar Mahardika
NIM: 1121800005**

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
INSTITUT TEKNOLOGI INDONESIA
Februari 2023**

**HALAMAN PENGESAHAN LAPORAN AKHIR
KEGIATAN PENGABDIAN KEPADA MASYARAKAT (PkM)**

- Judul PkM : Perancangan *Cold Storage* Untuk Penyimpanan Daging 30 Ton
Di CV. Agung Segar Teknik
- Nama Mitra PkM : CV. Agung Segar Teknik
1. Ketua Tim
- a. Nama Lengkap : Ir. Jones Victor Tuapetel, ST, MT, PhD, IPM, ASEAN Eng
 - b. NIDN : 0322096803
 - c. Program Studi : Teknik Mesin
 - d. Bidang Keahlian : Mekanikal / Konversi Energi
 - e. Alamat Kantor/No. HP : Jl. Raya Puspipstek Serpong Tangerang Selatan Banten/
081282868826
 - f. Alamat Surel (*e-mail*) : jvictor.tuapetel@iti.ac.id
2. Lokasi Mitra
- a. Wilayah (Kelurahan/Kecamatan): Kelapa Dua
 - b. Kabupaten / Kota : Tangerang
 - c. Jarak dari Kampus ITI (km): 37 km
 - d. Alamat Lengkap : Bencongan Kelapa Dua Tangerang Selatan
3. Luaran PkM : Laporan PkM/Publikasi
4. Tahun Pelaksanaan : Tahun ke 1 dari rencana 1 tahun
Lama Pelaksanaan (bulan) : 2 bulan
5. Biaya : Rp. 5.000.000.-
6. Sumber Dana : Mandiri

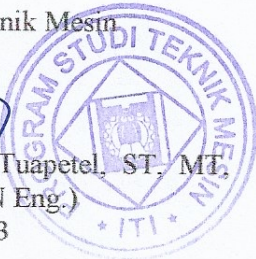
Tangerang Selatan, 18 Februari 2023

Mengetahui,

Program Studi Teknik Mesin

Ketua

(Ir. Jones Victor Tuapetel, ST, MT,
PhD, IPM, ASEAN Eng.)
NIDN: 0322096803



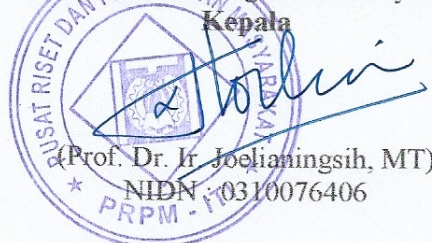
Ketua Tim

(Ir. Jones Victor Tuapetel, ST, MT,
PhD, IPM, ASEAN Eng.)
NIDN: 0322096803

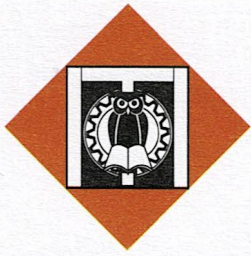
Menyetujui,

Pusat Riset dan Pengabdian Masyarakat

Kepala



(Prof. Dr. Ir. Joelianingsih, MT)
NIDN: 0310076406



INSTITUT TEKNOLOGI INDONESIA

Jl. Raya Puspiptek, Tangerang Selatan - 15314
(021) 7562757

www.iti.ac.id [institutteknologiindonesia](https://www.instagram.com/institutteknologiindonesia) [@kampusITI](https://www.facebook.com/kampusITI) Institut Teknologi Indonesia

SURAT TUGAS

No. : 012/ST-PkM/PRPM-ITI/XI/2022

Pertimbangan : Bahwa dalam rangka melaksanakan kegiatan pengabdian kepada masyarakat bagi dosen Program Studi Teknik Teknik Mesin Institut Teknologi Indonesia, perlu dikeluarkan surat tugas.

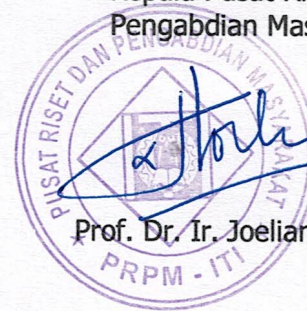
Dasar : 1. Surat Program Studi Teknik Mesin;
2. Kepentingan Institut Teknologi Indonesia.

DITUGASKAN

Kepada : Dosen Program Studi Teknik Mesin (Terlampir)

Untuk : 1. Melaksanakan kegiatan pengabdian kepada masyarakat pada Semester Ganjil Tahun Akademik 2022-2023;
2. Melaporkan hasil tugas kepada Kepala PRPM - ITI;
3. Dilaksanakan dengan penuh rasa tanggung jawab.

Tangerang Selatan, 21 November 2022
Kepala Pusat Riset dan
Pengabdian Masyarakat



Prof. Dr. Ir. Joelianingsih, M.T

Tembusan Yth.

1. Wakil Rektor Bid. Wakil Rektor Bidang Akademik, Penelitian dan Kemahasiswaan
2. Kepala Biro SDM Dan Organisasi
3. Ka. Prodi Teknik Mesin
4. Arsip

**USULAN KEGIATAN ABDIMAS PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
SEMESTER GANJIL TAHUN AKADEMIK 2022/2023
INSTITUT TEKNOLOGI INDONESIA**

Revisi 24 Januari 2023

Lampiran Surat Tugas Abdimas
Nomor: 012/ST-PKM/PPM-IT/I/2022
Tanggal 21 November 2022

No.	Topik Abdimas	Bidang	Tingkat (Lokal/Nasional /Internasional)	Nama Tim (ketua & anggota harus beda bidang maksimum 3)	Sumber Dana (Pemerintahan, Swast a/ Perguruan Tinggi, Mandiri, Hibah Dikti)	Jumlah Dana (Rp) (Dana minimum Rp. 5.000.000 jika lebih dari batas minimum harap melampirkan bukti kontrak)	Keterlibatan Prodi / Institusi Lain (Lampirkan Bukti)	Keterlibatan Mahasiswa (Nama-No NIM) / Staff/ Alumni
1	Pemeriksaan Forging Hammer yang Mengalami Kegagalan untuk Mengatasi Pemmasalahan di Industri Alat Berat	Engineering	Lokal	Prof. Dr. Ir. Dwita Susdiyanti, M.Si., IPM	Mandiri	Rp8.000.000	Industri Alat Berat	Anugerah Choiri Asnan (NRP: 1121900009)
2	Publikasi Kegiatan Pelatihan Penggunaan Mesin Pengering Cabai dengan Mitra UMKM Dapur Syahbina Sejahtera pada SEMNAS TECHNOPEX ITI 2022.	Engineering	Nasional	Ketua: Dra. Perak Samosir, M.Si Anggota: Ir. Rullyenzi Rasyid, MKKK, IPM	Mandiri	5.000.000	Tidak Ada	Tidak Ada
3	Layanan Jasa Inspeksi Pengukuran Kekasaran Permukaan Pada Bahan Komposit Hasil Proses Pemofoangan	Engineering	Lokal	Khairul Jauhari, S.T., M.T	Mandiri	5.000.000	Masyarakat - Perorangan	Tidak Ada
4	Menulis Karya Pengabdian pada Masyarakat yang Tidak Dipublikasikan dengan Tema Perancangan Mesin Ayakan Pasir Otonom	Engineering	Lokal	Dipl. Ing. Muhammed Kurniadi Rasyid M.M	Mandiri	5.000.000	Tidak ada	Andrian Rustandi (NRP: 1122000016)
5	Pelatihan Penggunaan Mesin Produksi Es Batu dalam Rangka Kegiatan Pemberdayaan Masyarakat Kelurahan Pondok Cabe Ilir	Engineering	Lokal	Ronald Akbar, S.T., M.T	Mandiri	8.000.000	Kelurahan Pondok Cabe Ilir	Tidak Ada
6	Penyusunan Neraca Komoditas Industri Pemessinan dan Alat Mesin Pertanian	Engineering	Nasional	Pathya Ruppajati, S.T., M.T	Kemendikbud	5.000.000	PT: Surveyor Indonesia	Sultian Agung (NRP: 1121800047)
7	Kegiatan Klifikasi Etika Peneltihan OPSI Jembatan SMA/MA Tahun 2022	Engineering	Nasional	Dr. Ir. Iyus Hendrawan, M.Si, IPU, ASEAN.ENG	Kemendikbudristek	6.000.000	Pusprenas-Kemendikbud	Tidak ada
8	Desain Alat Pemegang Torch pada Mesin CNC Plasma Cutting untuk UKM di Bidang Desain Eksterior Rumah	Engineering	Lokal	Achmad Zaki Rahman, S.T., M.T	Mandiri	5.000.000	UKM	Tidak Ada
9	Publikasi Kegiatan Pelatihan Penggunaan Mesin Pengering Cabai dengan Mitra UMKM Dapur Syahbina Sejahtera pada SEMNAS TECHNOPEX ITI 2022	Engineering	Nasional	Ir. Rullyenzi Rasyid, MKKK, IPM	Mandiri	5.000.000	Tidak Ada	Tidak Ada
10	Pengolahan Sampah Rumah Tangga untuk Menghasilkan Biogas Skala Kecil	Engineering	Lokal	Dr. Ir. I Nyoman Jujur, M.Eng., IPU	Mandiri	5.000.000	Tidak Ada	Tidak Ada
11	Perancangan Cold Storage untuk Penyimpanan Dagang 30 Ton di Pt. Agung Segar Teknik	Engineering	Lokal	Ir. J. Victor Tuapekel, S.T., M.T., Ph.D., IPM, ASEAN.ENG	Mandiri	5.000.000	Tidak Ada	Lanang Honggo Gebyar Mahadika (NRP: 1121800005)
12	Desain Perancangan Mini PLTS untuk Kolam Budidaya Ikan Air Tawar di Kelurahan Buaran Propinsi Banten	Energi Baru Terbarukan	Nasional	1. Dr. Rudi Purwo Wibayanto 2. Nelly Malik L 3. Ir. Mohamed Hafan, M.Agr 4. Dr. Ismojo, S.T., M.T	Mandiri	5.000.000	BRIN (lampiran menyusul)	Francois (NRP: 1121800037)
13	Pematen dalam acara Pembinaan Juru Las AMAW & GTAW Sertifikasi Kementerian RI	Engineering	Lokal	Dr. Ismojo, S.T., M.T	PT. Upaya Riksa Patra	5.000.000	PT. Upaya Riksa Patra	Tidak Ada

Tangerang Selatan, 20 Januari 2023



Kepala Pusat Riset dan Pengabdian kepada Masyarakat

Prof. Dr. Ir. Joelianingsih, M.T

KATA PENGANTAR

Terima kasih Tuhan atas semua penyertaanMu dalam penyelesaian laporan Pengabdian kepada Masyarakat (PkM) ini. Laporan ini sebagai bagian pelaporan kegiatan Tri Dharma oleh dosen yang adalah bagian dari bukti kinerja dosen Semester Ganjil 2022/2023. Harapan kami semoga laporan ini bermanfaat dan hasil rancangan cold storage ini bisa dimanfaatkan untuk peningkatan produksi dan pengawetan daging yang sangat dibutuhkan untuk kelangsungan penyediaan daging yang berkualitas bagi masyarakat. Oleh karena itu ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya disampaikan kepada:

1. Rektor Institut Teknologi Indonesia atas support terhadap semua kegiatan pengabdian kepada masyarakat sebagai salah satu
2. Ketua PRPM Institut Teknologi Indonesia
3. Prodi Teknik Mesin ITI sebagai home base yang selalu menyemangati dan memudahkan koordinasi setiap kegiatan.
4. Bapak Agung Sudrajat di PT. Agung Segar Teknik yang telah meluangkan waktu memberikan informasi yang dibutuhkan.
5. Lanang Ronggo Gebyar Mahardika (NIM: 1121800005) mahasiswa Prodi Teknik Mesin Institut Teknologi Indonesia.

Akhir kata, saya berharap Tuhan Yang Maha Esa berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga Laporan PkM ini membawa manfaat bagi perkembangan ilmu.

Tangerang selatan, 18 Februari 2023

Jones Victor Tuapetel

ABSTRAK

Daging merupakan salah satu hasil ternak yang hampir tidak pernah bisa dipisahkan dalam kehidupan manusia. Selain dapat diolah menjadi beraneka ragam jenis masakan, daging juga memiliki kandungan gizi dan protein yang tinggi. Namun dari semua jenis daging, daging sapi menjadi primadona bagi kalangan masyarakat Indonesia. *Cold storage* di industri biasa digunakan untuk mendinginkan bahan baku atau bahan jadi dari suatu produk. Salah satu tujuan *cold storage* adalah untuk memperpanjang umur penyimpanan dengan cara pendinginan. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk merancang mesin *cold storage* untuk kapasitas 30 ton. merancang unit *cold storage* room pada temperatur -15°C s/d -20°C dengan kapasitas 30 ton daging sapi dan menentukan jenis refrigeran R404A sebagai *standart* yang dipakai. Beban pendinginan pada sistem *cold storage* ini dipengaruhi dua hal yaitu adanya panas sensibel dan panas laten, panas sensibel sendiri terjadi akibat adanya perbedaan suhu sedangkan panas laten akibat terjadinya perbedaan kelembapan udara. Dimensi *cold storage* dengan kapasitas 30 ton daging adalah panjang = 8,5 meter, lebar = 15 meter dan tinggi = 2,7 meter. Dengan beban pendinginan total yaitu sebesar $99867.445 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$ (29.268 258 KW).

Kata Kunci: daging sapi, *cold storage*, refrigeran R404A, beban pendinginan.

ABSTRACT

Meat is one of the livestock products that can almost never be separated in human life. Besides being able to be processed into various types of dishes, meat also has a high nutritional and protein content. But of all types of meat, beef is the favorite for Indonesian society. Cold storage in industry is usually used to cool raw materials or finished ingredients of a product. One of the goals of cold storage is to extend storage life by means of cooling. The purpose of this research is to design a cold storage machine for a capacity of 30 tons. Designed a cold storage room unit at -15°C to -20°C with a capacity of 30 tons of beef and determined the type of refrigerant R404A as the standard used. The cooling load on the cold storage system is influenced by two things, namely the presence of sensible heat and latent heat. Sensible heat itself occurs due to differences in temperature while latent heat is due to differences in air humidity. The dimensions of cold storage with a capacity of 30 tons of meat are length = 8.5 meters, width = 15 meters and height = 2.7 meters. With a total cooling load of $99,867,445 \text{ Btu/hr}$ (29,268,258 KW).

Keywords: beef, cold storage, R404A refrigerant, cooling load.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN	ii
SURAT TUGAS	iii
KATA PENGANTAR	v
ABSTRAK	vi
DAFTAR ISI	vii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Tujuan Penelitian	3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1 Pengertian <i>Cold Storage</i>	3
2.1.1 Jenis – Jenis <i>Cold Storage</i>	4
2.1.2 Prinsip Kerja <i>Cold Storage</i>	7
2.1.3 Komponen Perancangan Mesin <i>Cold Storage</i>	8
2.1.4 Komponen Utama Mesin <i>Cold Storage</i>	8
2.1.5 Komponen Pendukung Mesin <i>Cold Storage</i>	10
2.1.6 Komponen Panel <i>Cold Storage</i>	14
2.2 Bahan Isolasi <i>Cold Storage</i>	15
2.3 Analisa Balans Energi Sistem Kompresi Uap.....	17
2.4 Perancangan Beban Pendinginan <i>Cold Storage</i>	18
2.4.1 Beban Pendinginan Internal.....	18
2.4.2 Beban Pendinginan Infiltrasi	20
2.4.3 Total Beban Pendinginan <i>Cold Storage</i>	21
2.5 Menghitung Volume Dalam Ruangan	21
2.5.1 Luas Dinding Bagian Luar Kabin.....	22
2.5.2 Safety Factor	22
2.5.3 Beban Motor	22
2.6 Teori Perhitungan Panjang Pipa Evaporator.....	22
2.6.1 Penentuan Konstanta C dan M	22

2.6.2 Penentuan Q Evap.....	23
2.6.3 Penentuan Panjang Pipa Evaporator	24
2.7 Daging Sapi	24
BAB 3 METODOLOGI PERANCANGAN	27
3.1 Diagram Alir	27
3.4 Perancangan <i>Cold Storage</i>	28
3.5 Pemodelan <i>Cold Storage</i>	
BAB 4 PERHITUNGAN DAN ANALISA	31
4.1 Konstruksi Ruangan <i>Cold Storage</i>	31
4.2 Estimasi Beban Pendinginan <i>Cold Storage</i>	35
4.2.1 Data - Data Perancangan <i>Cold Storage</i>	44
4.2.2 Perhitungan Beban Eksternal.....	44
4.2.3 Perhitungan Beban Internal.....	44
4.2.4 Perhitungan Beban Infiltrasi.....	47
4.3 Perhitungan mass flow Rate Dari Refrigeran	48
4.4 Pemilihan Komponen Mesin <i>Cold Storage</i>	51
BAB 5 KESIMPULAN	52
DAFTAR PUSTAKA.....	53

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar belakang masalah

Daging merupakan salah satu kebutuhan pangan yang hampir tidak pernah bisa dipisahkan dalam kehidupan manusia. Selain dapat diolah menjadi beraneka ragam jenis masakan, daging juga memiliki kandungan gizi dan protein yang tinggi. Namun dari semua jenis daging, daging sapi menjadi primadona bagi kalangan masyarakat Indonesia. Proyeksi konsumsi daging sapi di wilayah Provinsi Jawa Barat dari tahun ke tahun mengalami peningkatan, tahun 2021 saja mencapai 47.966 ton. Khusus nya di Kota Purwakarta dengan data statistik tahun 2020 daging sapi potong mencapai 5.434 ton.

Daging sapi memang merupakan salah satu komoditas perdagangan yang memiliki nilai ekonomis dalam peningkatan ekonomis masyarakat dan sebagai sumber protein asam amino untuk pertumbuhan dan mempertahankan fungsi tubuh. Protein bermanfaat untuk membangun kembali jaringan otot. Daging sapi cepat mengalami kerusakan, kerusakan ini disebabkan oleh aktivitas mikroorganisme pembusuk atau perusak yang berkembang biak di dalam daging. Kadar air yang tinggi pada daging (85-95%), kaya akan zat yang mengandung nitrogen, mengandung jumlah zat yang dapat di fermentasikan, kaya mineral. Nilai pH yang sesuai pada perkembangan mikroorganisme pada daging sapi yaitu pH antara 5,5-5,7 [S. James and C. James. 2002]. Oleh karena itu, perlu dilakukan proses penyimpanan, pendinginan dan pembekuan dengan mesin *cold storage* hingga temperatur -15°C s/d -20°C untuk mempertahankan kualitas daging sapi dan dimana mikroorganisme tersebut tidak akan tumbuh [James dan Evan. 1997].

Mengingat betapa kompleks dan luasnya permasalahan pada *cold storage* terutama pada sistem refrigerasi maka perlu perumusan masalah bagaimana merancang sebuah *cold storage* yang efisien dan optimum terutama pada perhitungan beban kalor untuk keperluan penentuan peralatan pada sistem refrigerasi sesuai *standart* ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*).

Cold storage merupakan ruangan penyimpan yang menyimpan benda - benda yang akan mengalami proses pendinginan. Unit *cold storage* biasa digunakan dalam kehidupan sehari - hari untuk mendinginkan atau mengawetkan makanan seperti daging, sayuran dan buah - buahan. Adapun penggunaan *cold storage* di PT Agung Segar untuk mendinginkan daging sapi yang masih mempunyai permasalahan pada cold storage tersebut yaitu umur penyimpanan dan cara pendinginan. Tujuan dari kegiatan pengabdian kepada masyarakat ini adalah melakukan perancangan *cold storage* untuk penyimpanan daging pada PT Agung Segar Teknik kapasitas 30 ton.

1.2 Tujuan Kegiatan

Tujuan kegiatan ini adalah merancang unit *cold storage* pada temperatur -15°C s/d -20°C dengan kapasitas 30 ton daging sapi berdasarkan *standart* yang dipakai sehingga bisa menyelesaikan masalah penyimpanan pada jangka waktu yang diinginkan dan penyediaan daging yang berkualitas.

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pengertian *Cold Storage*

Cold storage adalah ruangan pendingin dengan temperatur rendah antara -15° s/d 20° yang berfungsi untuk menyimpan daging atau produk lain. Produk yang disimpan di harapkan tidak rusak dan tahan dalam jangka waktu yang lama. *Cold room* di rancang berdasarkan produk apa yang akan disimpan didalamnya karena tiap - tiap jenis produk akan membutuhkan penyimpanan yang berbeda. Pada tugas akhir ini produk yang disimpan adalah daging sapi. *Cold Storage* dengan insulasi yang bagus memiliki manfaat diantaranya :

1. Menghemat waktu pendinginan.
2. Mengurangi resiko pembusukan.
3. Mengurangi penyusutan hasil.
4. Dapat mempercepat waktu distribusi daging ke daerah lainnya.

Cold storage perlu diperhatikan pada tingkat kestabilan suhu, apabila suhu ruangan tidak stabil maka tidak hanya produk yang rusak akan tetapi mesin pendingin di dalam ruangan akan rusak. Menjaga kestabilan suhu udara di dalam *cold storage* menjadi tantangan karena proses bongkar muat barang dari kendaraan akan membuka celah di pintu sehingga suhu panas di luar akan masuk ke dalam ruangan *cold storage* [The Complete Book on Cold Storage, Cold Chain & Warehouse.2016]. Hal – hal yang perlu diperhatikan dalam menjaga kestabilan pengelolaan *cold storage* diantaranya :

- *Clean & calibrate* mesin pendingin dalam warehouse harus diperhatikan selalu bersih dan dalam *maintenance control* yang rutin.
- *Pre-cooling* diperlukan untuk beberapa produk sebelum masuk kedalam *cold storage*.
- Lakukan pemeriksaan dalam proses *receiving*.

Cold storage memiliki beberapa jenis yang umumnya dikenal dengan *chilled room*, *frezeer room*, *blast frezeer* dan *blast chiller*. *Chilled room* dan *frezeer room* biasanya digunakan untuk menyimpan produk dengan kondisi suhu tertentu namun dengan waktu yang cepat untuk pendinginannya.

Gambar 2.1 memperlihatkan bagian luar ruangan *cold storage*, sedangkan Gambar 2.2 memperlihatkan bagian dalam ruangan *cold storage*.



Gambar 2.1 Bagian luar ruangan *cold storage*



Gambar 2.2 Bagian dalam ruangan *cold storage*

2.1.1 Jenis – Jenis *Cold Storage*

- *Chilled room*

Chilled room merupakan ruangan penyimpanan dengan suhu *chiller* yang berkisar 0°C - 15°C , *chilled room* biasanya digunakan untuk menyimpan bahan makanan yang tidak terlalu lama atau yang tidak perlu pembekuan seperti sayuran dan buah - buahan ataupun makanan lainnya. Gambar 2.3 memperlihatkan bagian dalam ruangan *chilled room*.



Gambar 2.3 Bagian dalam ruangan *chilled room*

- *Freezer room*

Freezer room merupakan pendinginan dengan temperatur mencapai -18°C s/d -21°C , dimana tempat pendingin ini biasanya untuk penyimpanan bahan untuk waktu tempo yang lama atau harus beku. *Freezer* pada umumnya berfungsi sebagai tempat penyimpanan daging - daging, keju, susu dan lain lain yang membutuhkan temperatur beku. Gambar 2.4 memperlihatkan bagian ruangan dalam pada *freezer room*.



Gambar 2.4 Ruangan dalam *freezer room*

- *Blast Freezer*

Air blast freezer adalah saluran dengan udara dingin yang disirkulasikan ke sekitar produk yang akan dibekukan dengan bantuan kipas angin setelah udara tersebut melewati evaporator. *Air blast freezer* digunakan untuk membekukan produk daging yang sudah dikemas dan pembekuan produk daging dengan *air blast freezer* tergantung pada kecepatannya. Kelemahan pembekuan dengan *air blast freezer* adalah terjadinya proses pengeringan pada produk daging yang tidak dikemas. Namun, pembekuan dengan *air blast freezer* juga mengandung kelebihan,

yakni dapat digunakan untuk produk daging segala ukuran dan jenis secara bersamaan. *Air blast freezer* digunakan untuk pembekuan secara cepat dengan temperatur $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ sampai $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Gambar 2.5 memperlihatkan bagian dalam ruangan *air blast freezer*.



Gambar 2.5 Bagian dalam ruangan *air blast freezer*

- *Blast Chiller*

Blast chiller adalah sebuah perangkat pendingin makanan dengan metode pendinginan cepat ke suhu rendah yang relatif aman dari pertumbuhan bakteri. Bakteri berkembang biak cepat pada suhu antara $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ hingga $68\text{ }^{\circ}\text{C}$. Untuk mempercepat waktu pendinginan maka perlu ditingkatkan besarnya kapasitas pendinginan yang dibutuhkan oleh *blast chiller*. Perubahan kapasitas pendinginan akan mengakibatkan perubahan pada komponen lainnya. Dengan adanya percepatan waktu pendinginan menjadi 75 menit, maka diperlukan beberapa modifikasi pada komponen-komponen utama pada *blast chiller*. Gambar 2.6 memperlihatkan mesin pendingin *blast chiller*



Gambar 2.6 Pendingin *blast chiller*

2.1.2 Prinsip Kerja *Cold Storage*

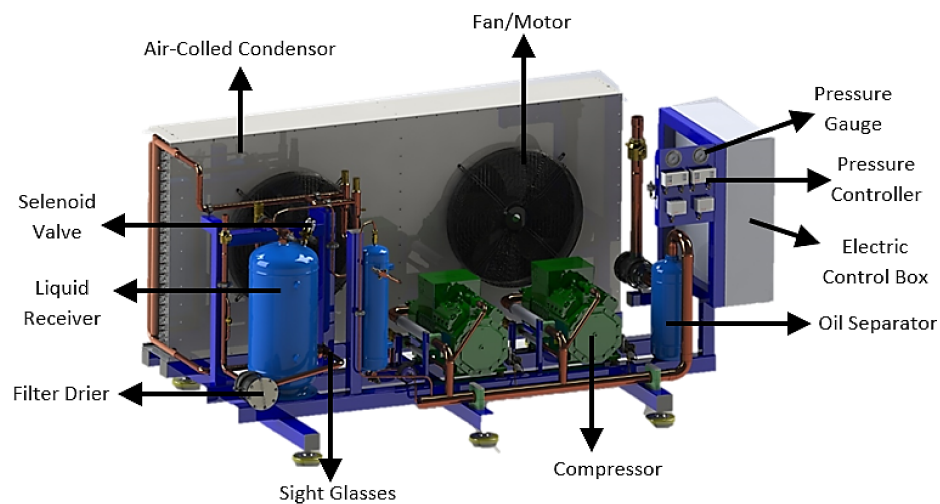
Pertama sistem kerja *cold storage* dimulai dengan masuknya refrigeran ke kompresor melalui pipa (*intake*) lalu di dalam kompresor refrigeran berwujud gas, bersuhu rendah. Di kompresor refrigeran di kondisikan tetap berwujud gas tapi memiliki tekanan dan suhu tinggi. Hal tersebut bisa dilakukan karena kegunaan kompresor di dalam sistem refrigerasi, yaitu memompa menaikkan tekanan refrigeran dan kompresor dapat menghisap gas serta mengkonfersikan refrigeran dari tidak bertekanan & bersuhu rendah menjadi bertekanan tinggi & bersuhu tinggi. Lalu refrigeran yang sudah di rubah dipompa dan di alirkan menuju kondensor. Lalu *refrigeran* masuk ke kondensor, di dalam kondensor wujud refrigeran diubah dari berwujud gas, bertekanan tinggi dan bersuhu tinggi menjadi berwujud cair bertekanan tinggi dan bersuhu rendah. Karena refrigeran di dalam kondensor mengalami proses kondensasi atau Pengembunan/kondesasi adalah perubahan wujud benda ke wujud yang lebih padat, seperti gas (atau uap) menjadi cairan. Kondensasi terjadi ketika uap di dinginkan menjadi cairan, tetapi dapat juga terjadi bila sebuah uap dikompresi (tekanan ditingkatkan) menjadi cairan atau mengalami kombinasi dari pendinginan dan kompresi. Selanjutnya refrigeran di salurkan ke *liquid receiver*. Kegunaan alat ini adalah untuk menampung sementara cairan refrigeran yang keluar dari kondensor, agar refrigeran yang mengalir ke katup ekspansi semuanya berbentuk cairan. Pemasangan *reciver* di pasang setelah kondensor dan sebelum *filter drier*. Kegunaan *filter drier* adalah sebagai penyaring dan menyerap kotoran saat refrigerant keluar dari *liquid receiver*, lalu wujud refrigeran cair yang bersuhu rendah tetapi bertekanan tinggi menuju ke *moisture indicator* yang berfungsi untuk melihat kualitas refrigeran dan sirkulasi refrigeran dalam sistem, di dalam *moisture indicator* terdapat 2 indikator yaitu kuning (Indikator yang menandakan bahwa pada sistem ada uap air tapi perlu di vakum dan berbentuk uap) dan hijau (Indikator yang menandakan bahwa pada sistem tidak ada uap air). Setelah itu refrigeran menuju *solenoid valve solenoid valve* berfungsi untuk mengalirkan dan juga menghentikan laju refrigerant secara otomatis saat sistem sudah mencapai suhu yang di setting, jika *solenoid valve* tidak bekerja dengan semestinya ada yang namanya *shut-off valve* itu berfungsi untuk menutup atau menghentikan laju

refrigeran secara manual apabila *solenoid valve* tidak bekerja. Lalu refrigeran menuju ke katup ekspansi (TXV) fungsinya mengabutkan refrigeran sebelum masuk ke evaporator. Proses itu menurunkan suhu dan tekanan refrigerant yang dari kondensor yang sebelumnya refrigerant berwujud cair, bersuhu rendah dan bertekanan tinggi berubah menjadi berwujud gas, bersuhu rendah dan bertekanan rendah. Refrigeran yang telah berubah menjadi berwujud gas bersuhu rendah dan tekanan rendah masuk ke pipa-pipa evaporator, fungsi dari evaporator adalah untuk menyerap udara suhu panas di dalam *cold storage* dan menghembuskannya lagi namun berupa udara dingin, karena udara di dalam evaporator akan melewati pipa-pipa evaporator yang terdapat refrigeran bersuhu rendah. Proses ini berulang-ulang dan terus menerus sampai suhu di dalam cold storage sesuai dengan keinginan

2.1.3 Komponen Perancangan Mesin *Cold Storage*

Mesin *cold storage* terdiri atas k

omponen - komponen utama dan pendukung berikut di bawah ini Gambar 2.7 memperlihatkan komponen mesin *cold storage*.



Gambar 2.7 Komponen *assembly* mesin *cold Storage*

2.1.4 Komponen Utama

- Kompresor

Kompresor semi hermetic adalah kompresor yang motor penggeraknya berada satu rumah dengan *housing* kompresornya serta didinginkan oleh refrigeran. Arti

semi hermetic di sini adalah *seal* pada *housing* kompresor didesain supaya bisa dibuka untuk perbaikan dan *overhaul* kompresor atau motornya. Gambar 2.8 memperlihatkan bagian dari komponen utama mesin *cold storage* yaitu kompresor tipe semihermatic.



Gambar 2.8 Kompresor tipe semihermatic 4VES-7Y Germany
(Dokumentasi PT Agung Segar Teknik)

- Kondensor

Kondensor ialah menerima uap panas refrigeran dari kompresor, melepaskan panas dan mencairkan refrigeran. Kondensor ini adalah bagian bagian terpenting dalam pembuangan panas dalam sistem refrigrasi, fluida berlebih seperti udara dan air membawa panas. Gambar 2.9 memperlihatkan bagian dari komponen utama mesin *cold storage* yaitu kondensor.

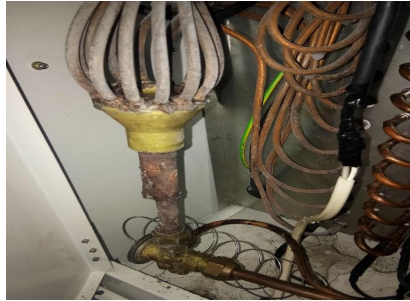


Gambar 2.9 Kondensor wongso tipe WAC -070
(Dokumentasi PT Agung Segar Teknik)

- Katup ekspansi

Katup ekspansi berfungsi untuk menurunkan tekanan refrigeran yang berasal dari kondensor sehingga tekanan akan turun dan temperaturnya akan ikut turun juga. Temperaturnya turun jauh di bawah suhu lingkungan, kabin dan produk. Gambar

2.10 memperlihatkan bagian dari komponen utama mesin *cold storage* yaitu katup ekspansi.



Gambar 2.10 Katup ekspansi
(Dokumentasi PT Agung Segar Teknik)

- Evaporator

Fungsi dari evaporator adalah untuk menyerap udara suhu panas di dalam *cold storage* dan menghembuskannya lagi namun berupa udara dingin, karena udara di dalam evaporator akan melewati pipa-pipa evaporator yang terdapat refrigeran bersuhu rendah. Gambar 2.11 memperlihatkan bagian dari komponen utama mesin *cold storage* yaitu evaporator.



Gambar 2.11 Evaporator tipe WDD -7.5
(Dokumentasi PT Agung Segar Teknik)

2.1.5 Komponen Pendukung *Cold Storage*

- Oil Separator

Oil separator yaitu alat yang berfungsi untuk memisahkan oli dengan refrigeran agar tidak terbawa ikut bersirkulasi yang kemudian oli tersebut akan di kembalikan ke ruang oli dalam kompresor. Gambar 2.12 memperlihatkan bagian dari komponen pendukung mesin *cold storage* yaitu oil separator.



Gambar 2.12 Oil separator

- *Filter Dryer*

Alat ini mempunyai fungsi untuk menyaring kotoran dari sistem. Gambar 2.13 memperlihatkan bagian dari komponen pendukung mesin *cold storage* yaitu *filter dry*.



Gambar 2.13 *Filter dryer*
(Dokumentasi PT Agung Segar Teknik)

- *Check Valve*

Check valve berfungsi untuk mengatur aliran udara, dengan adanya *check valve* udara pun bergerak satu arah. Gambar 2.14 memperlihatkan bagian dari komponen pendukung mesin *cold storage* yaitu *check valve*.



Gambar 2.14 Bagian dalam *check valve*

- *Sight Glass*

Sight glas dipasang setelah *filter dryer* dan berguna untuk melihat apakah wujud refrigeran sebagai pemberi keterangan fasa refrigeran. Indikator warna biru

atau hijau artinya *dry* dan indikator warna merah muda/kuning artinya *wet*. Gambar 2.15 memperlihatkan bagian dari komponen pendukung mesin *cold storage* yaitu *sight glass*.



Gambar 2.15 Kaca *sight glass*
(Dokumentasi PT Agung Segar Teknik)

- *Pressure Gauge*

Pressure gauge merupakan alat untuk mengukur tekanan cairan atau gas pada sistem pendingin. Mengontrol tingkat tekanan dalam cairan dan gas serta menjaganya dalam batas yang diperlukan. Gambar 2.16 memperlihatkan bagian dari komponen pendukung mesin *cold storage* yaitu alat pengukur tekananrefrigeran.



Gambar 2.16 Alat *pressure gauge*
(Dokumentasi PT Agung Segar Teknik)

- Pipa Tembaga

Pipa refrigeran adalah sistem pipa pendingin yang digunakan untuk menyalurkan cairan (cairan dan gas) dari satu lokasi ke lokasi lainnya. Gambar 2.17 memperlihatkan bagian dari komponen pendukung mesin *cold storage* yaitu pipa tembaga.



Gambar 2.17 Pipa tembaga pada instalasi *cold storage*

- *Solenoid valve*
solenoid *valve* berfungsi untuk mengalirkan atau menyetop aliran refrigeran cair yang menuju evaporator sesuai kebutuhan suhu ruang penyimpan bahan makanan yang bekerjanya dikendalikan oleh *thermostat* berdasarkan suhu ruang penyimpan makanan tersebut. Gambar 2.18 memperlihatkan bagian dari komponen pendukung mesin *cold storage* yaitu solenoid *valve* .



Gambar 2.18 Solenoid *valve*
(Dokumentasi PT Agung Segar Teknik)

- *Hand valve*
Hand valve fungsinya untuk membuka dan menutup aliran (on-off) Gambar 2.19 memperlihatkan bagian dari komponen pendukung mesin *cold storage* yaitu *hand valve*.



Gambar 2.19 *Hand valve*

- *Receiver dryer*

Receiver dryer berfungsi untuk menyerap kandungan air yang juga ikut terbawa oleh refrigerant. Selain kotoran, kelembaban atau air juga akan terkandung dalam refrigerant. Pada saat proses penurunan temperatur, freon akan diubah menjadi gas dingin. Gambar 2.20 memperlihatkan bagian dari komponen pendukung mesin *cold storage* yaitu tabung *receiver*.



Gambar 2.20 Tabung *receiver dryer*
(Sumber: Dokumentasi PT Agung Segar Teknik)

2.1.6 Komponen Panel *Cold Storage*

- *Moulded case circuit breaker (MCCB)*

MCCB adalah alat yang digunakan untuk pengamanan terhadap beban berlebih atau arus hubungan singkat. MCCB akan bekerja memutuskan rangkaian tegangan, sehingga sistem menjadi aman dari kerusakan sistem kelistrikan. Gambar 2.21 memperlihatkan bagian dari komponen panel mesin *cold storage* yaitu MCCB.



Gambar 2.21 MCCB instalasi panel

- *Thermal overload*

Fungsi dari *thermal overload relay* adalah melindungi keselamatan motor listrik dari arus berlebih yang merusak rangkaian. Gambar 2.21 memperlihatkan bagian dari komponen panel mesin *cold storage* yaitu *thermal overload*.



Gambar 2.22 *Thermal overload*

- Temperatur *defrost* kontrol

Temperatur defrost berfungsi sebagai saklar otomatis, yang dapat mengatur kapan kompresor bekerja dan kapan kompresor itu akan mati (*standby*). Gambar 2.24 memperlihatkan bagian dari komponen panel mesin *cold storage* yaitu temperatur *defrost* kontrol.



Gambar 2.23 layar *thermostatdefrost* kontrol
(Dokumentasi PT Agung Segar Teknik)

- *Emergency stop botton*

Tombol ini dipergunakan untuk memutuskan atau membuat sistem berhenti bekerja (OFF) secara darurat agar tidak bisa beroperasi pada saat terjadi kecelakaan. Gambar 2.25 memperlihatkan bagian dari komponen panel mesin *cold storage* yaitu tombol *emergency stop botton*.



Gambar 2.24 Tombol *emergency stop botton*

2.2 Bahan Isolasi *Cold Storage*

Konstruksi utama *cold storage* adalah panel *insulation* yang secara teknis dapat menghambat perpindahan atau perambatan temperatur dari dalam ruangan pendingin, sehingga temperatur di dalam ruang pendingin dapat terjaga sesuai yang

diharapkan. Terdapat banyak bahan - bahan panel isolasi dengan karakteristik nya. Tabel 2.1 memperlihatkan tipe pada panel *cold storage* dan karakteristiknya sedangkan, Gambar 2.26 memperlihatkan panel insulasi *cold storage* yaitu panel sandwich.

Tabel 2.1 *Thermal conductivity of cold storage insulation* ASHRAE 2010 chapter 24

Insulation	Thermal Conductivity ^a <i>k</i> , W/(m · K)
Polyurethane board (R-11 expanded)	0.023 to 0.026
Polyisocyanurate, cellular (R-141b expanded)	0.027
Polystyrene, extruded (R-142b)	0.035
Polystyrene, expanded (R-142b)	0.037
Corkboard ^b	0.043
Foam glass ^c	0.044

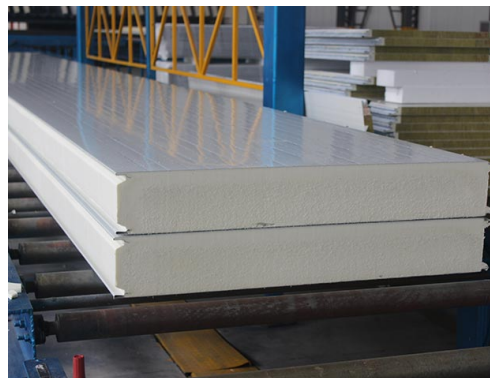
^aValues are for a mean temperature of 24°C, and insulation is aged 180 days.

^bSeldom-used insulation. Data are only for reference.

^cVirtually no effects from aging.

Table 2 Minimum Insulation Thickness

Storage Temperature, °C	Expanded Polyisocyanurate Thickness	
	Northern U.S., mm	Southern U.S., mm
10 to 16	50	50
4 to 10	50	50
-4 to 4	50	75
-9 to -4	75	75
-18 to -9	75	100
-26 to -18	100	100
-40 to -26	125	125



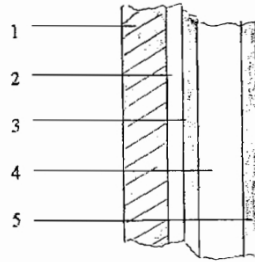
Gambar 2.25 Panel insulasi *cold storage polyurethane board* (Dokumentasi PT Agung Segar Teknik)

Dengan memperhatikan faktor – faktor di atas maka di pilih bahan isolasi untuk dinding, langit – langit dan lantai pada perencanaan cold storage sebagai berikut :

1. Plat *stainless steel food grade* digunakan sebagai pelapis dinding luar karena dapat berfungsi tahan terhadap rambatan panas, anti korosi dan aman

tidak memberikan efek samping terhadap bahan makanan yang akan di simpan di ruangan pendinginan.

2. *Polyurethane Board* merupakan bahan isolasi panas atau dingin dan juga memiliki bahan yang ringan.



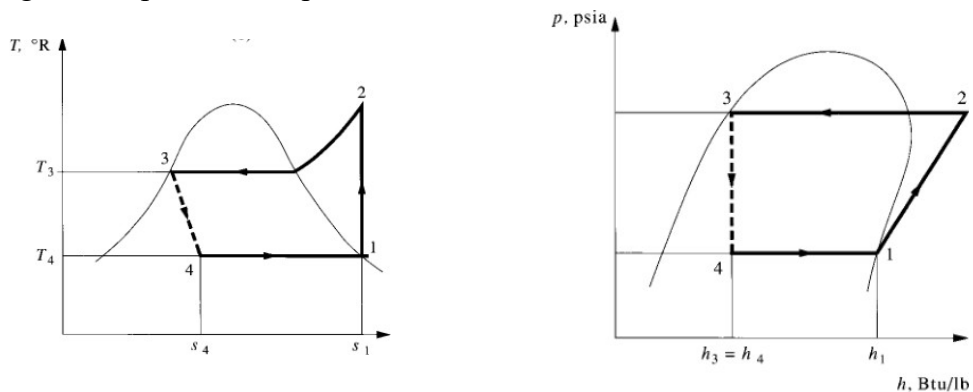
Gambar 2.26 Lapisan isolasi dinding *cold storage*

Keterangan :

- | | |
|-----------------------|----------|
| 1. Tembok | = 200 mm |
| 2. Celah | = - |
| 3. Papan gips | = 15 mm |
| 4. Polyurethane board | = 120 mm |
| 5. Papan gips | = 15 mm |

2.3. Analisis Balans Energi Sistem Kompresi Uap

Berikut ini balans energi dari sistem pendingin kompresi uap berdasarkan Gambar 2.27 (a) memperlihatkan diagram entropi sedangkan, Gambar 2.27 (b) diagram temperatur entalpi.



Gambar 2.27 (a) Diagram temperatur-entropi (b) Diagram temperatur entalphi refrigerasi uap sederhana (W. Stoecker and J. Jones. 1982)

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cycle} - \dot{w}_{cycle}$$

Karena sistem diasumsikan dalam kondisi steady state, maka:

$$\dot{Q}_{cycle} - \dot{w}_{cycle} = 0$$

Sehingga, balans energis sistem kompresi uap sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{evap} - \dot{Q}_{condenser} - \dot{w}_{compressor} = 0$$

Balans energi suatu kontrol volume dirumuskan sebagai berikut :

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{w}_{cv} + \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) - \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right)$$

Sehingga dengan mengabaikan energi potensial dan kinetik serta mengasumsikan sistem dalam keadaan steady state, diperoleh persamaan berikut menurut [S. J. Michael and H. N. Shapiro. 2011] :

$$\dot{Q}_{cv} - \dot{w}_{cv} + \dot{m}_1 + \dot{h}_1 - \dot{m}_2 + \dot{h}_2 = 0$$

2.4 Perancangan Beban Pendinginan *Cold Storage*

2.4.1 Beban Pendinginan Internal

Pendinginan internal berupa beban lampu atau instalasi di dalam ruangan dan produk yang didinginkan. Namun, pada perancangan kali ini beban lampu dan instalasi diabaikan karena nilainya yang sangat kecil. Beban produk diperhatikan dengan kalor yang dibutuhkan untuk mengurangi temperatur produk dari sebuah nilai temperatur initial tertentu hingga mencapai temperatur *cold storage* yaitu mencapai -20°C.

Temperatur ini sesuai dengan desain yang diharapkan. Perhitungan beban pendinginan produk juga memperhatikan latent heat dari produk. Tabel 2.2 memperlihatkan persamaan beban pendingin.

Tabel 2.2 Persamaan beban pendinginan internal [ASHRAE]

Load source	Persamaan
External	$q = U \cdot A \cdot CLTD_{correction}$
Atap	$q = U \cdot A \cdot CLTD_{correction}$ $= [(CLTD + LM) \cdot K + (78 - Tr) + (To - 85) \cdot f]$ <p>Dimana :</p> <p>CLTD = <i>Cooling Load Temperature Different</i></p> <p>LM = <i>Lattitude-Month correction</i></p> <p>K = <i>Color adjustment factor</i></p> <p>F = <i>factor of attic fan or duct</i></p>
Dinding	$q = U \cdot A \cdot CLTD_{correction}$ $q = U \cdot A \cdot CLTD_{correction}$ $= [(CLTD + LM) + (78 - Tr) + (To - 85)]$
Glass	
Konduksi	$q = U \cdot A \cdot CLTD_{correction}$ $CLTD_{correction} = CLTD(78 - Tr) + (To - 85)$
Solar	$q = U \cdot A \cdot CLTD_{correction}$ <p>Dimana :</p> <p>SC = <i>Shading Coefficient</i></p> <p>SHGF = <i>Solar Heat Gain Factor</i></p> <p>CLF = <i>Cooling Load Factor</i></p>
Pintu	$q = U \cdot A \cdot CLTD_{correction}$ $CLTD_{correction} = CLTD(78 - Tr) + (To - 85)$
Lantai	$q = U \cdot A \cdot TD$ <p>TD (<i>Temperature Difference</i>) = $To - T_{db} - Tr$</p>

dengan: $T_{db} = \text{peak load dry bulb temperature}$

Oleh karena itu perlu terlebih dahulu ditentukan lama waktu pendinginan untuk produk karkas sapi dengan menggunakan analisis perpindahan panas, berikut ini beberapa persamaan untuk menentukan waktu pendinginan dengan melakukan pendekatan karkas sapi sebagai bentuk *chuck*.

$$T_{avg} = \frac{T_i + T(t)}{2}$$

Panjang karakteristik, L_c untuk *chuck* sebagai berikut :

$$L_c = \frac{V}{A_s}$$

Bilangan Biott, B_i dirumuskan sebagai berikut :

$$B_i = \frac{hL_c}{k}$$

Sehingga, hubungan antara temperatur dengan waktu pendinginan dirumuskan sebagai berikut :

$$\frac{T(t) - T_\infty}{T_i - T_\infty} = e^{-bt}$$

Dengan nilai konstanta b sebagai berikut:

$$b = \frac{hA_s}{\rho c_p v} = \frac{h}{\rho c_p L_c}$$

Oleh karena itu, total beban pendinginan struktural dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$Q_{struktur} = Q_{dinding} + Q_{atap} + Q_{lantai} + Q_{pintu}$$

Asumsikan bahwa dinding, lantai dan atap kedap udara. Udara dari luar dapat diinfiltrasi masuk ke dalam *cold storage* hanya pada saat pintu dibuka selama proses *loading* dan *unloading* produk.

2.4.2 Beban Pendinginan Infiltrasi

Beban pendinginan ventilasi ini dipengaruhi oleh udara yang mengalir ke luar secara sengaja (perembesan udara ke luar) seperti pada saat orang keluar masuk.

Berikut ini perumusan beban pendinginan infiltrasi. Tabel 2.3 memperlihatkan persamaan beban pendinginan infiltrasi.

Tabel 2.3 Persamaan beban pendinginan infiltrasi [ASHRAE. 1976-1977]

<i>Load source</i>	Persamaan
Infiltrasi	$Q = 1,01 \times (\Delta w \times scfm)$
<ul style="list-style-type: none"> • Sensibel 	Dimana : scfm = kebutuhan udara, cfm Δt = perubahan temperatur dalam dan luar ruangan
<ul style="list-style-type: none"> • Latent 	$Q = 4840 \times (\Delta w \times scfm)$ Dimana : Δw = perubahan <i>humidity ratio</i> dalam dan luar ruangan

2.4.3 Total Beban Pendingin *Cold Storage*

Total beban pendinginan *cold storage* dirumuskan sebagai berikut :

$$\dot{Q}_{total\ 1} = \dot{Q}_{eksternal} + \dot{Q}_{infiltrasi} + \dot{Q}_{internal}$$

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{total\ 1} + \text{safety factor}$$

$$\dot{Q}_{total} = (\dot{Q}_{total\ 1} + 10\%)$$

2.5 Menghitung Volume Ruangan Dalam *Cold Storage*

Volume kabin berbentuk persegi untuk mengetahui pada rancangan *cold storage* dapat menggunakan rumus:

$$V = p \times l \times t$$

Dimana :

$$V = \text{Volume (m}^3\text{)}$$

$$P = \text{Panjang kabin bagian dalam (m)}$$

$$L = \text{Lebar kabin bagian dalam (m)}$$

$$T = \text{Tinggi kabin bagian dalam (m)}$$

2.5.1 Luas Dinding Bagian Luar Kabin

Untuk mengetahui luas dinding bagian luar kabin dapat dihitung menggunakan rumus:

$$A = 2 (p \times l) + 2 (p \times t) + 2 (l \times t)$$

Dimana :

A = Luas dinding bagian luar (m²)

P = Panjang kabin bagian luar (m)

l = Lebar kabin bagian luar (m)

t = Tinggi kabin bagian luar (m)

2.5.2 Safety Factor

Safety factor adalah penambahan kapasitas beban dari total beban untuk menjaga kemungkinan-kemungkinan yang tidak diinginkan dengan menambahkan 5-10% dari beban total. *Safety factor* dapat dihitung dengan rumus :

$$Q_{\text{rancangan}} = Q_{\text{total beban pendinginan}} \times 10 \%$$

2.5.3 Beban Motor

Beban motor adalah beban panas yang dihasilkan komponen-komponen pendukung yang menggunakan motor sebagai penggerakannya. Beban motor dapat dihitung menggunakan rumus :

$$Q = \frac{M.kapasitas \times faktor \ motor \times cooling \ time}{24}$$

Dimana :

Q = Beban motor (Watt)

M. Kapasitas = Kapasitar motor (Watt)

Factor Motor = 0,67

Cooling Time = Waktu pendinginan (*Hours*)

2.6 Teori Perhitungan Panjang Pipa Evaporator

Pada penelitian ini, bentuk dan panjang pipa evaporator harus disesuaikan dengan wadah penampung agar perpindahan panas akan maksimal. Persamaan yang digunakan untuk menghitung panjang pipa evaporator adalah persamaan

perpindahan kalor konveksi [J.P. Holman. 1997]. Untuk menghitung panjang pipa evaporator, ada beberapa variabel yang harus dicari terlebih dahulu antara lain:

2.6.1 Penentuan Konstanta C dan m

Untuk menentukan konstanta C dan m dapat melihat pada Tabel 2.4 memperlihatkan konstanta C dan m [J.P. Holman. 1997].

Tabel 2.4 Nilai konstanta C dan M

Geometry	$Gr_f Pr_f$	C	m	Reference(s)
Vertical planes and cylinders	$10^{-1}-10^4$	Use Fig. 7-5	Use Fig. 7-5	4
	10^4-10^9	0.59	$\frac{1}{4}$	4
	10^9-10^{13}	0.021	$\frac{2}{5}$	30
	10^9-10^{13}	0.10	$\frac{1}{3}$	22, 16 [†]
Horizontal cylinders	$0-10^{-5}$	0.4	0	4
	$10^{-5}-10^4$	Use Fig. 7-6	Use Fig. 7-6	4
	10^4-10^9	0.53	$\frac{1}{4}$	4
	10^9-10^{12}	0.13	$\frac{1}{3}$	4
	$10^{-10}-10^{-2}$	0.675	0.058	76 [†]
	$10^{-2}-10^2$	1.02	0.148	76 [†]
	10^2-10^4	0.850	0.188	76
	10^4-10^7	0.480	$\frac{1}{4}$	76
Upper surface of heated plates or lower surface of cooled plates	$2 \times 10^4-8 \times 10^6$	0.54	$\frac{1}{4}$	44, 52
	$8 \times 10^6-10^{11}$	0.15	$\frac{1}{3}$	44, 52
Lower surface of heated plates or upper surface of cooled plates	10^5-10^{11}	0.27	$\frac{1}{4}$	44, 37, 75
Vertical cylinder, height = diameter characteristic length = diameter	10^4-10^6	0.775	0.21	77
Irregular solids, characteristic length = distance fluid particle travels in boundary layer	10^4-10^9	0.52	$\frac{1}{4}$	78

2.6.2 Penentuan $\frac{Q_{evap}}{L}$

Untuk menghitung $\frac{Q_{evap}}{L}$ dapat menggunakan rumus [J.P. Holman. 1997] :

$$\frac{q}{L} = \frac{\Delta T(\pi)}{\frac{1}{h_a \cdot d_o} + \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2k} + \frac{1}{h_b \cdot d_i}}$$

Dimana :

$q L$ = Q evaporator dibagi panjang pipa evaporator (W/m)

ΔT = Beda suhu rata-rata kedua fluida (K)

h_a = Koefisien konveksi fluida A

- do = Diameter luar pipa evaporator (m)
- ro = Jari-jari luar pipa evaporator (m)
- ri = Jari-jari dalam pipa evaporator (m)
- k = Konduktivitas termal pipa tembaga (W/m²)
- hb = Koefisien konveksi fluida B

2.6.3 Penentuan Panjang Pipa Evaporator

Untuk menghitung panjang pipa evaporator dapat menggunakan rumus [J.P. Holman. 1997] :

$$L = \frac{q}{q/L}$$

Dimana :

- L = Panjang pipa evaporator (m)
- q = Kalor evaporator (Watt)
- $\frac{Q_{evap}}{L}$ = Q evaporator dibagi panjang pipa evaporator (W/m)

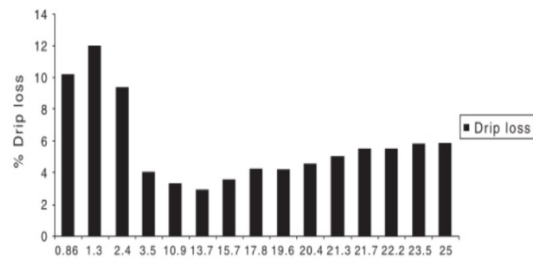
2.7 Daging Sapi

Daging sapi (*Beef*) adalah produk peternakan merupakan komoditi pangan utama di dunia. Daging sapi mudah ditemui di pasaran, namun harganya cukup fluktuatif. Kriteria daging sapi yang baik yaitu berserat tebal, berwarna merah darah ketika dalam keadaan segar, dan berbau gurih. Daging sapi yang baik untuk dikonsumsi adalah daging sapi segar yang memiliki banyak kandungan protein dan kaya akan gizi, seperti: zat besi, zinc, vitamin B kompleks, dan omega 3.

Gambar 2.28 memperlihatkan bagian daging sapi yang telah dipotong sedangkan, Gambar 2.29 memperlihatkan presentase penurunan kadar air fungsi waktu pendinginan.



Gambar 2.28 Daging sapi



Gambar 2.29 Presentase penurunan kadar air fungsi waktu pendinginan
[S. James and C. James. 2002]

Namun, daging sapi sangat rentan terhadap perkembangbiakan mikroorganisme sehingga mengakibatkan kebusukan dan kerusakan tekstur daging. Tingkat pembusukan bergantung pada jumlah, jenis, laju pertumbuhan mikroorganisme, kondisi penyimpanan (suhu dan pengondisian udara) dan karakteristik (pH serta kadar air) daging. Daging sapi segar berkisar antara 5,5 hingga 5,7 pH. Daging sapi juga memiliki kandungan air yang sangat banyak, untuk sapi yang baru saja disembelih, kadar air dalam otot-otot sapi mencapai 85% hingga 95%.

Oleh karena itu, agar kualitas kandungan dalam daging sapi terjaga, perlu dilakukan proses pengawetan, yaitu pendinginan. Namun, kandungan air di dalam daging sapi akan mengalami pengurangan akibat proses tersebut seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 2.29 yang menjelaskan hubungan antara persentase penurunan kadar air dalam daging dengan lama waktu pendinginan. Tabel 2.5 memperlihatkan ketahanan daging terhadap temperatur pendinginan.

Tabel 2.5 Ketahanan daging terhadap temperatur pendinginan

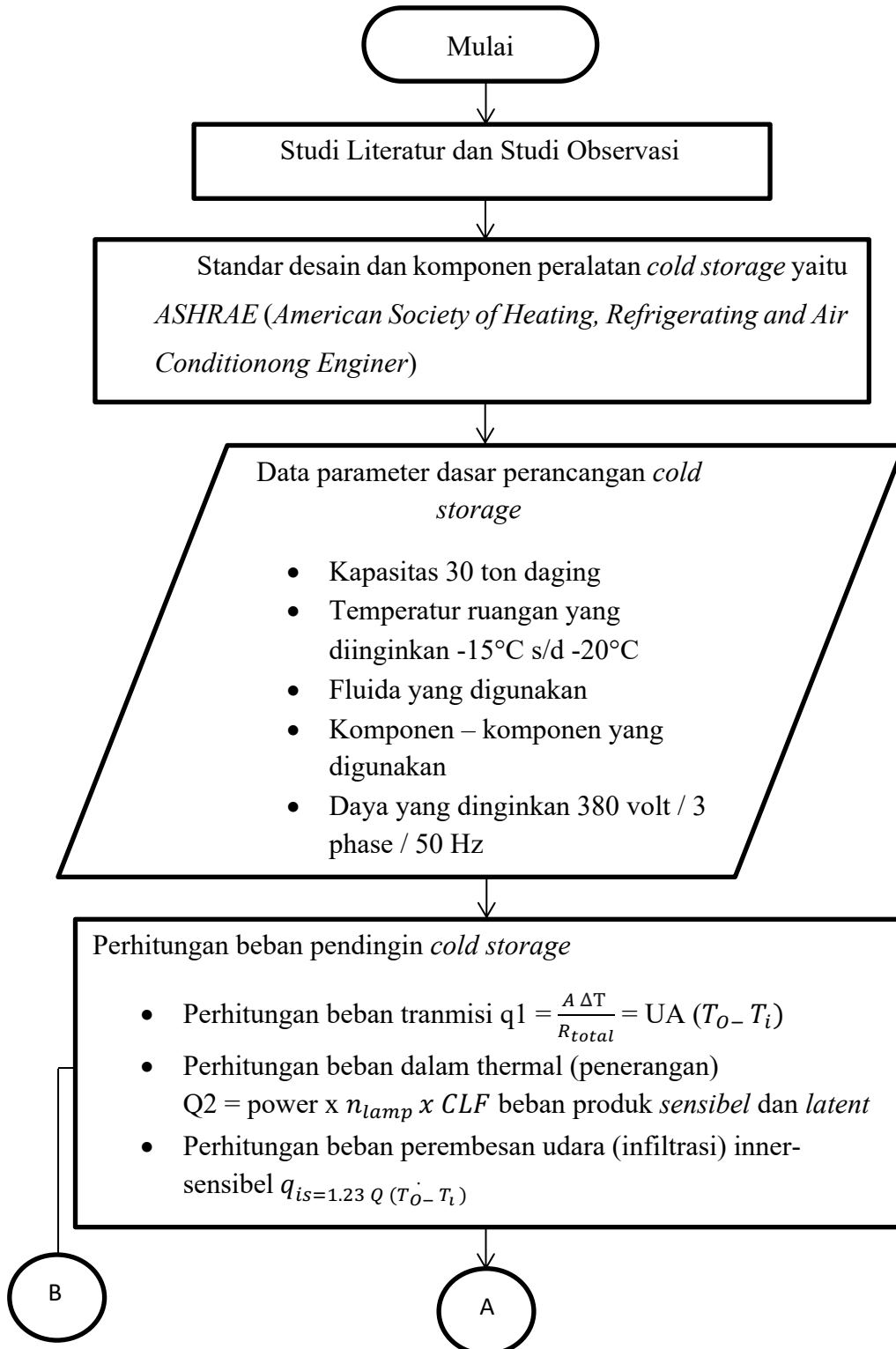
Source temperature (°C)	1 -20	2 -18	3 -18	Average at -18	Range at -18
Species					
Beef	12	12	18	10.2	2.8-19.4
Pork	6	8	12	17.4	2.8-23.3
Lamb	10	12	24	7.8	2.8-24.3
Chicken	12	10	18	13.6	6.0-23.3

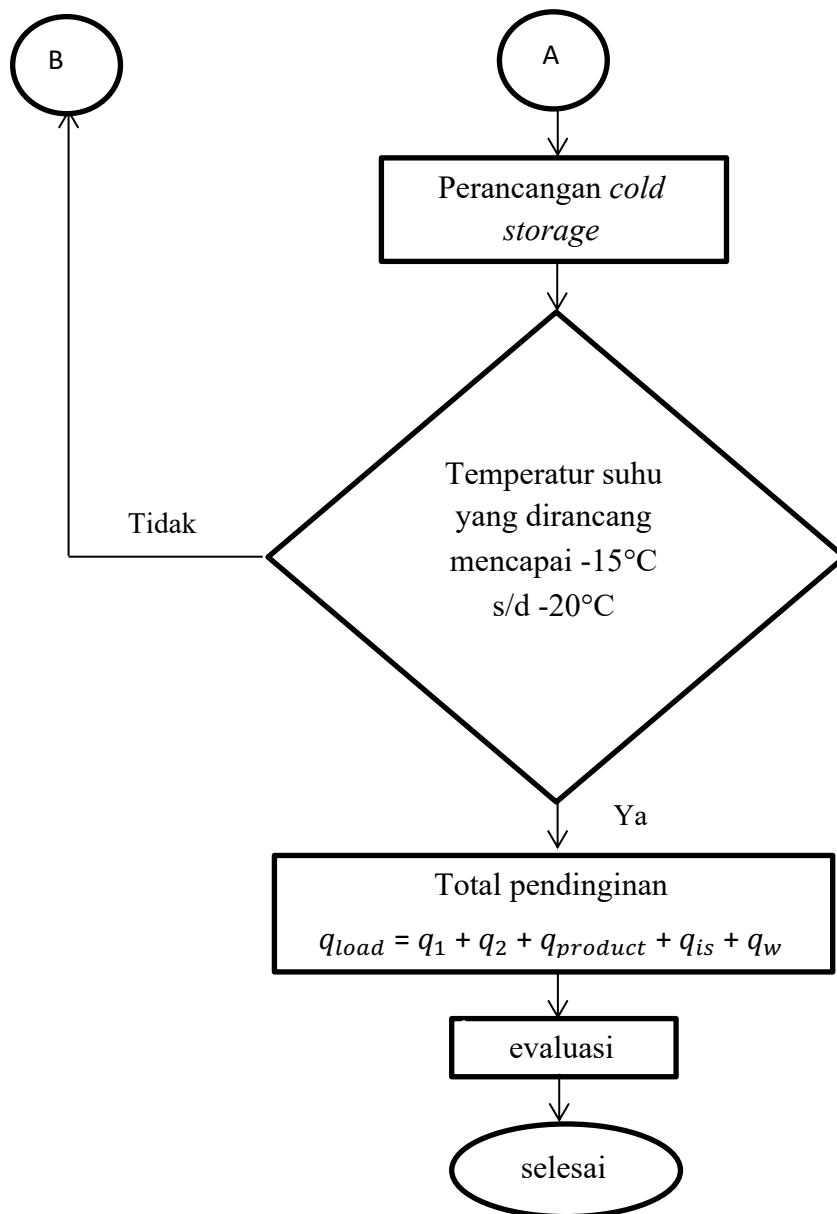
Selain berpengaruh kepada pengurangan kandungan air di dalam daging, temperatur pendinginan juga memengaruhi daya tahan suatu daging. Tabel 2.5 menjelaskan hasil penelitian yang dilakukan oleh mengenai temperatur pendinginan dalam *cold storage* memengaruhi seberapa lama daging dapat bertahan (dalam satuan bulan). Pada Tabel 2.5 Tingkat ketahanan daging terhadap temperatur pendinginan (dalam satuan bulan) 7 variasi temperatur berkisar antara -18°C hingga -20°C pada beberapa jenis spesies seperti: babi, sapi, kambing dan ayam. Daging sapi mentah dapat bertahan hingga 12 bulan dalam *cold storage* dengan temperatur -20°C. [S. James and C. James. 2002]

BAB 3 METODOLOGI PERANCANGAN

3.1 Diagram Alir

Berikut ini adalah *flowchart* perancangan *cold storage* (Gambar 3.1):

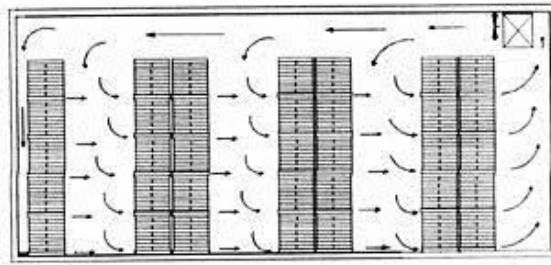




Gambar 3.1 Diagram alir perancangan

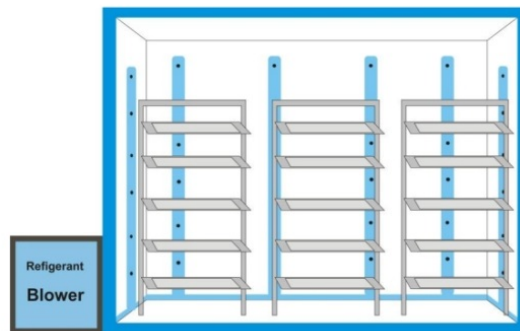
3.2 Perancangan *Cold Storage*

Setelah data-data yang dikumpulkan cukup memadai maka selanjutnya adalah membuat desain sistem. Pada tahapan ini, dilakukan sebuah perancangan *Cold Storage*. Gambar 3.2. memperlihatkan *existing type cold storage* sedangkan, Gambar 3.3 memperlihatkan draft rancangan *cold storage*.



Gambar 3.2 *Existing type cold storage*

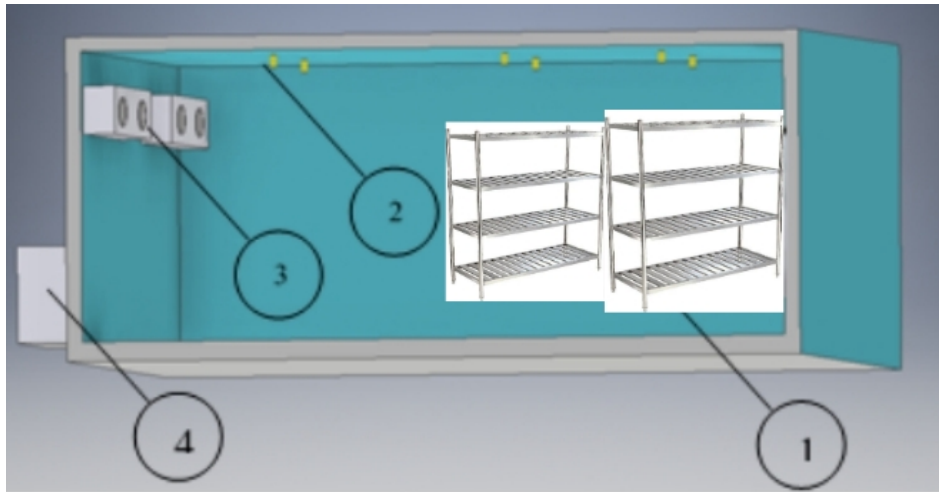
Kemudian dari contoh yang ada, akan dikembangkan lagi rancangannya. Metode yang dipakai dalam perancangan ini dapat menggunakan metode kompresi uap (*vapor compression*).



Gambar 3.3 Draft rancangan *cold storage*

3.3 Pemodelan *Cold Storage*

Pemodelan mesin pendingin (cold storage) terdiri dari beberapa bagian permodelan yaitu permodelan sisi bagian dalam cold storage, bagian langit-langit (ceiling) dan pintu. Berikut ini permodelan sisi bagian dalam dari sebuah mesin pendingin, cold storage:



Gambar 3.4 Bagian dalam *cold storage*

Keterangan gambar :

1. Rak yang akan menyimpan produk daging sapi
2. Instalasi lampu
3. Evaporator
4. Kondensor

BAB 4 PERHITUNGAN DAN ANALISA

4.1 Kontruksi Ruangan *Cold Storage*

Cold storage yang dirancang digunakan untuk melayani proses pembekuan dan penyimpanan, ukuran *cold storage* adalah 4 meter x 3 meter x 2,75 meter. Untuk menentukan ukuran *cold storage* dengan kapasitas 30 ton daging, terlebih dahulu merancang dimensi & volume yang akan digunakan pada *cold storage* tersebut. Berdasarkan perhitungan secara manual dengan alat ukur volume untuk daging sapi 1 kg dapat diketahui, berikut di bawah ini memperlihatkan Gambar 4.1 daging sapi dalam keadaan segar dan perhitungannya.

Dimana :

$$\begin{aligned} \text{Panjang} &= 12 \text{ cm} \\ \text{Lebar} &= 10 \text{ cm} \\ \text{Tinggi} &= 9 \text{ cm} \\ V_{\text{daging}} &= \text{panjang} \times \text{lebar} \times \text{tinggi} \\ &= 12 \text{ cm} \times 10 \text{ cm} \times 9 \text{ cm} \\ &= 1080 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$



Gambar 4.1 Daging sapi 1 kg berbentuk chuck

Setelah mendapatkan nilai volume daging sapi 1kg selanjutnya adalah menghitung volume yang dibutuhkan untuk kapasitas 30 ton. Artinya untuk 30 ton daging = 30.000 kg daging, sehingga ada 30.000 potongan yang masing – masing potongan beratnya 1 kg.

Dimana :

$$\begin{aligned} 30 \text{ ton} &= 30.000 \text{ potong} \\ V_{30.000 \text{ kg}} &= 30.000 \text{ kg} \times V_{daging} \\ &= 30.000 \text{ kg} \times 1080 \text{ cm}^3 \\ &= 32.400.000 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

Setelah diketahui volume keseluruhan daging dengan kapasitas 30 ton sebesar 32.400.000 cm³ maka dapat ditentukan ukuran isolasi cold storage dengan asumsi ruangan tanpa space yaitu panjang (400 cm), lebar (300 cm) dan tinggi (270 cm). Untuk menentukan ukuran isolasi *cold storage* dengan jenis bahan *polyurethane* yang ideal sesuai dengan standar *ASHRAE handbook* maka diperlukan ruang sisa udara pada *cold storage* agar pendinginan nya optimal dan efisiensi waktu pun bisa tercapai dengan baik. Berikut data dan perhitungannya :
Di bawah ini merupakan gambar *box container industry* dengan tipe 2206 L, yang berfungsi sebagai menyimpan produk daging sapi.



Gambar 4.2 Keranjang *container* industri

Dimensi pada keranjang container box dengan tipe 2206 L yaitu panjang (60 cm), lebar (41 cm) dan tinggi (30 cm).

$$\begin{aligned} &= \text{panjang} \times \text{lebar} \times \text{tinggi} \\ &= 60 \text{ cm} \times 41 \text{ cm} \times 30 \text{ cm} \\ &= 73.800 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

Maka,

$$\frac{V_{\text{keranjang}}}{V_{\text{daging}} 1 \text{ kg}} = 73.800 / 1.080 = 68 \text{ kg}$$

Dapat diketahui bahwa dalam 1 keranjang *container* box industri dengan volume 73.800 cm³ bisa menampung daging sapi dengan kapasitas 68 kg. Selanjutnya ialah menentukan rak dengan material jenis *stainless steel* 304 untuk

penyimpanan keranjang *box container* tersebut, dan sekaligus mengetahui hasil akhir dimensi ruangan *cold storage* dengan kapasitas 30 ton daging sapi.

Stainless steel adalah logam paduan dari beberapa unsur logam dengan komposisi (besi, krom, karbon, nikel, molibdenum) sehingga karakteristik *stainless steel* tahan karat membuatnya lebih awet atau tahan lama dan tidak mudah rusak karena oksidasi, kekerasan dan kekuatan tinggi. Seri 304 memiliki komposisi 18/8, yang artinya dimana kandungan kromium sebesar 18% sedangkan kandungan nikel sebesar 8%.

Berikut dibawah ini gambar rak *stainless steel* 304 untuk penyimpanan daging pada keranjang *box container* :



Gambar 4.3 Keranjang baja *stainless steel*

Di bawah ini merupakan dimensi pada gambar rak dengan material *stainless steel* 304 dengan 4 buah rusun.

Dimana :

Panjang = 140 cm
Lebar = 50 cm
Tinggi = 150 cm

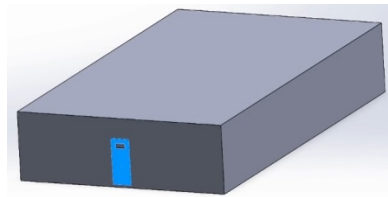
Maka,

$$\begin{aligned} &= 140 \text{ cm} \times 50 \text{ cm} \times 150 \text{ cm} \\ &= 1.050.000 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

Hasil dari volume rak dengan material *stainless steel* 304 adalah 1.050.000 cm^3 maka, dapat di asumsikan bahwa 1 rak terdiri dari 4 buah susun dapat berisikan 8 keranjang *box container* dengan volume 590.400 cm^3 . Penataan tersebut sudah termasuk dengan space jarak. Sesuai dengan standar ASHRAE antara masing - masing keranjang dan rak *stainless steel*, agar ada celah udara untuk masuk

sehingga perambatan pendinginan terhadap produk daging bisa berjalan dengan baik dan maksimal.

Berikut dibawah ini hasil gambar ruangan *cold storage* dengan kapasitas 30 ton dengan dimensi panjang (8,5 meter) lebar (15 meter) dan tinggi (2,7 meter), yang berisikan 55 rak stainless steel 304, 440 keranjang *box container* dengan tipe 2206 L dan masing – masing 1 keranjang *box container* menampung 68 kg daging sapi :





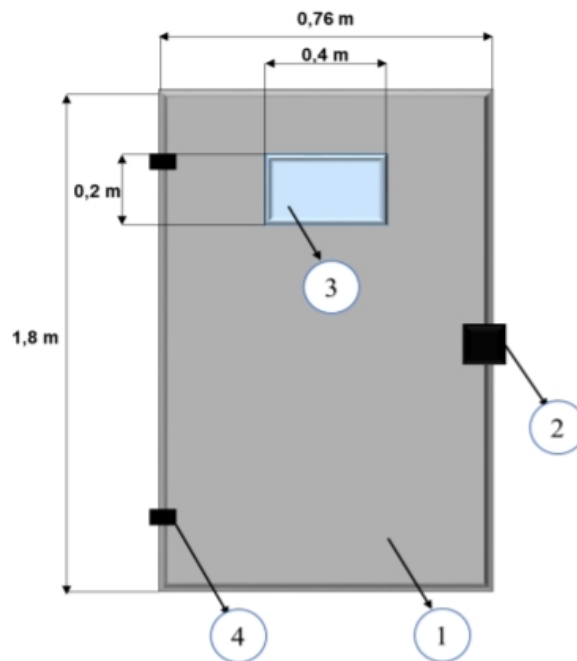
Gambar 4.4 Bangunan tampak luar *cold storage*



Gambar 4.4 Ruangan dalam *cold storage* dan tata letak rak

Keterangan :

-  = Rak *stainless steel*
-  = Pintu *cold storage*



Gambar 4.5 Desain pintu *cold storage*

Keterangan :

1. Pintu *cold storage* jenis *swing*
2. Pegangan pintu
3. Eksterior jendela pada pintu *single glass*
4. Engsel pintu

4.2 Estimasi Beban Pendinginan *Cold Storage*

4.2.1 Data – data perancangan *cold storage*

Dari hasil sudi literatur maka diperoleh data untuk perancangan ini, selain itu data yang digunakan juga berasal dari data statistika suatu lembaga atau asosiasi nasional. Berikut ini merupakan tabel data perancangan :

1. Data statistika : kapasitas karkas sapi = 30 Ton.
2. Dimensi *cold storage* : panjang ($L = 8,5$ m) lebar ($w = 15$ m) dan tinggi ($h = 2,7$) m.
3. Temperatur udara luar : 33 °C (data statistik BMKG kota Purwakarta).
4. Temperatur desain ruangan : $- 20$ °C ($- 4$ °F).
5. Temperatur desain ruangan : $- 20$ °C ($91,4$ °F).
6. Temperatur daging pada saat masuk : 30 °C.

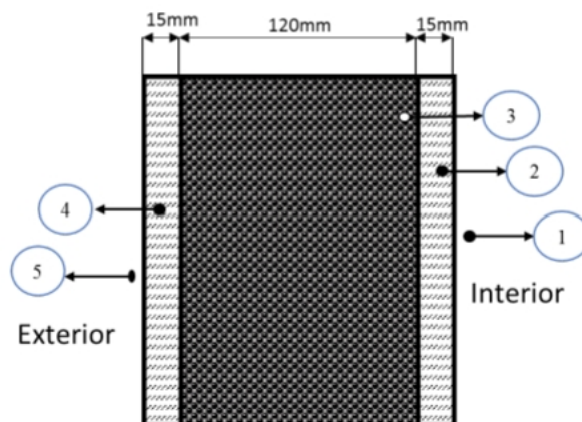
7. *Exterior wall surface* : (1 Penyekat *celluler polyurethane* 120mm = 43.8 m. K/W), (Papan gips 15mm = 0.08 m² . K/W), (Lapisan udara dalam udara tenang a. vertikal = a.0.120 dan b. Horizontal = 0.16 m² . K/W).
8. Jenis pintu : (*Swing* dengan panjang (L) x Lebar (w): 1,8 m x 0,76 m *exterior window* pada pintu), (koefisien perpindahan kalor total, U (W/m²) : kaca tunggal (*single glass*) = 5,9 W/m²), (dimensi = Panjang (L) x lebar (w) : 0,4 m x 0,2 m).
9. *Lighting* : (Daya = 12 Watt & Jumlah = 6 lampu).
10. Lantai : material = (*metal lath & lightweight aggregate* 0,75 in, *joist ; nonreflective airspace ; woodsubfloor* 0,75 in ; *plywood* 0,625 in ; *felt building membrane* dan *resilient tile*).
11. Atap : Tipe = (*flat roof with suspended ceiling*, h.w *concrete* 6 in ; *insulation* 2 in).
12. Produk : karkas daging sapi pendekatan bentuk = persegi panjang (l) = 0.12 m dan (w) = 0.1 m.

4.2.2 Perhitungan Beban Eksternal

Berikut ini perhitungan beban eksternal berupa beban dinding, pintu, lantai, jendela kaca, dan atap *cold storage* :

1. Beban Dinding

Berikut ini data dinding *cold storage*, pemilihan material isolasi dinding ini dilakukan berdasarkan standar ASHRAE.



Gambar 4.6 Desain penampang dinding mesin *cold storage*

Keterangan gambar :

1. Lapisan udara dalam
2. Lapisan interior, papan gips 15 mm
3. Penyekat, celluler polyurethane 120 mm
4. Lapisan ekterior, papan gips 15 mm
5. Lapisan udara luar

Tabel 4.1 Data material *values* dinding *cold storage* [ASHRAE.2010]

NO	Material	Type	Per in thickne ss (1/k) m.K/W	<i>l</i> (mm)	<i>l</i> (in)	R (Hr.ft°F/ Btu)
1	<i>Outside air film surface</i>	-	0.333	-	-	0.333
2	<i>Gips board</i>	<i>Hard board medium density</i>	1.37	15	0.590	0.809
3	<i>Polyurethane</i>	<i>Expended</i>	6.25	120	4.274	29.527
4	<i>Gips board</i>	<i>Hard board medium density</i>	1.37	15	0.590	0.809
5	<i>Inside air film surface</i>	-	0.685	-	-	0.685
					ΣR (Hr.ft°F/Btu)	32.163
					U (Hr.ft°F/Btu)	0.0311

- Perhitungan *Thermal Resistance R* dan *Overall Heat Transfer Coefficient U* dinding

Dimana :

l = ketebalan (in)

k = per in *thickness*

Material = Gips Board tipe *hard board medium density*

$$R_{\text{gips board}} = \frac{l}{k} = 1.37 \times 0.590 = 0.8091 \text{ (Hr. ft}^\circ \text{F/Btu)}$$

Material = *Polyurethane tipe expended*

$$R_{\text{polyurethane}} = \frac{l}{k} = 6.25 \times 4.7244 = 29.528 \text{ (Hr. ft}^\circ \text{F/Btu)}$$

Overall Heat Transfer Coefficient, U total :

$$U_{\text{total}} = \frac{1}{R_{\text{outside surface}} + R_{\text{gips board}} + R_{\text{polyurethane}} + R_{\text{gips board}} + R_{\text{inside surface}}}$$

$$U_{\text{total}} = \frac{1}{0.333 + 0.809 + 29.527 + 0.809 + 0.625} = 0.0311 \text{ (Btu/Hr. ft}^\circ \text{F)}$$

- Perhitungan luas tiap bagian dinding berdasarkan arah mata angin :

$$\text{Sebelah utara} = L_{\text{utara}} = 8.5 \text{ m} \times 2.7 \text{ m} = 22.95 \text{ m}^2 = 247.03174 \text{ ft}^2$$

$$\text{Sebelah barat} = L_{\text{barat}} = 15 \text{ m} \times 2.7 \text{ m} = 40.5 \text{ m}^2 = 435.9384 \text{ ft}^2$$

$$\text{Sebelah timur} = L_{\text{timur}} = 15 \text{ m} \times 2.7 \text{ m} = 40.5 \text{ m}^2 = 435.9384 \text{ ft}^2$$

$$\text{Sebelah selatan} = L_{\text{selatan}} = (8.5 \text{ m} \times 2.7 \text{ m}) - (0.76 \times 0.4) = 22.646 \text{ m}^2$$

$$= 243.759515 \text{ ft}^2$$

- Perhitungan faktor koreksi *Cooling Load Temperature Different (CLTD)* :

Nilai CLTD diperoleh dari data pada tabel ASHRAE terhadap letak geografis Purwakarta yaitu pada 6.5 derajat lintang selatan. Tabel data ASHRAE mencantumkan data terhadap lintang utara, oleh karena itu data selatan akan menjadi data utara untuk lintang selatan. Pada lampiran LM (*Latitude-Month correction*) untuk 6.5 lintang selatan dengan pendekatan 7 lintang selatan untuk bulan Januari diperoleh nilai sebagai berikut berdasarkan arah mata angin: (Utara

-6.5) untuk *permanently light-colored* besar temperatur *daily range* untuk daerah Bandung dan sekitarnya yaitu 25 °C (77 °F) maka :

$$t_o = T_o - 0.5 (T_{daily\ range}) = 91.4 \text{ }^\circ\text{F} - 0.5 (77 \text{ }^\circ\text{F}) = 52.9 \text{ }^\circ\text{F}$$

Sehingga, CLTD correction untuk dinding arah selatan pada bulan Januari untuk 1 jam pendinginan yaitu :

$$CLTD_{correct} = (CLTD + LM). K + (78 - T_i) + (t_o - 85)$$

$$CLTD_{correct} = (3 + 6.5) 0.5 + (78 - (-4)^\circ \text{F} + (52.9 - 85) = 54.65^\circ \text{F}$$

Begitu seterusnya hingga waktu pendinginan selama 24 jam dan untuk semua dinding hingga bulan desember.

- Perhitungan beban dinding (Q)

Untuk dinding selatan pada bulan Januari dan selama 1 jam pendinginan yaitu:

$$Q_{(t=1\ jam)} = U . A . CLTD_{correct}$$

$$= \frac{(0.0311) \text{ Btu}}{\text{hr} . \text{ft}^2 . \text{ }^\circ\text{F}} \times (115.130) \text{ ft}^2 \times (54.65) \text{ }^\circ\text{F} = 195.047 \text{ Btu/hr}$$

2. Beban Jendela Kaca

Berikut ini contoh perhitungan beban pendinginan oleh jendela kaca pada desain *cold storage* jendela kaca hanya diletakkan pada pintu di dinding sebelah selatan, dengan data temperatur desain ruangan sebesar -20 °C atau 4 °F dan temperatur di luar ruangan sebesar 33 °C atau setara dengan 91.4 °F, maka :

Tabel 4.2 Data jendela kaca pada pintu *cold storage* [ASHRAE.2010]

NO	Material	panjang & lebar	m ² = ft ²	R (Hr.ft°F/Btu)	U (Hr.ft°F/Btu)
1	<i>Flat glass (single glass & No indoor shade)</i>	0.2 m & 0.4 m	0.08 m ² = 0.8611128	0.96	1.04

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{0,96} = 1.04 \text{ overall heat transfer coefficient, } U = 1.04 \text{ Btu/hr. ft}^2. \text{ } ^\circ\text{F}$$

- Beban jendela kaca akibat konduksi:

Luas jendela kaca: $0.2 \text{ m} \times 0.4 \text{ m} = 0.08 \text{ m}^2 = 0.86112 \text{ ft}^2$, dengan *overall heat transfer coefficient*, U kaca *flat dan single* sebesar $U = 1.04 \text{ Btu/hr. ft}^2. \text{ } ^\circ\text{F}$

$$CLTD_{\text{correction}} = CLTD + (78 - T_r) + (T_o - 85)$$

maka pada 1 jam pendinginan untuk arah selatan diperoleh nilai sebagai berikut:

$$CLTD_{\text{correction}} (1 \text{ jam}) = 1 + (78 - 4) + (91.4 - 85) = 81.4$$

Sehingga diperoleh besar beban jendela :

$$Q_{\text{conduction}} = U \cdot A \cdot CLTD_{\text{correction}}$$

$$Q_{\text{conduction}} (1 \text{ jam}) = 1.04 \frac{\text{Btu}}{\text{hr. ft}^2. \text{ } ^\circ\text{F}} \cdot 0.86112 \text{ ft}^2 \cdot 81.4 \text{ } ^\circ\text{F} = 72.898 \text{ Btu/hr}$$

- Beban jendela kaca akibat sinar matahari :

Perhitungan beban akibat sinar matahari pada material jendela kaca membutuhkan nilai *Shading Coefficient* (SC), *Solar Heat Gain Factor* (SHGF) dan *Cooling Load Factor* (CLF) yang ditentukan berdasarkan besar derajat lintang menurut ASHRAE.

$$SC = 0.8 \text{ untuk single glass}$$

$$SHGF = 32 \text{ untuk bulan Januari pada } 7 \text{ LS}$$

$$CLF = 0.23$$

Pada 1 jam waktu pendinginan maka, diperoleh beban jendela kaca akibat panas matahari :

$$Q_{\text{solar}} = A \cdot SC \cdot SHGF \cdot CLF$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{solar}} (1 \text{ jam}) &= 0.86112 \text{ ft}^2 \times 0.8 \times 32 \times 0.23 \text{ Btu} / (\text{ft}^2 \cdot \text{hr}) \\ &= 5.070274 \text{ Btu} / \text{hr} \end{aligned}$$

Sehingga total beban pendinginan jendela kaca pada bulan Januari untuk 1 jam pendinginan sebesar $Q_{t=(1 \text{ jam})} = Q_{\text{solar}} + Q_{\text{conduction}} = 5.07027 + 80.063 = 85.134 \text{ Btu/hr.}$

3. Beban Pintu

Pemilihan material pintu dilakukan berdasarkan standar ASHRAE, berikut ini beberapa tahapan contoh perhitungan beban pintu *cold storage* material pintu *hardboard medium density*.

Tabel 4.3 Data material values pintu *cold storage* [ASHRAE.2010]

NO	Material	panjang & lebar (m)	m ² = ft ²	R (Hr.ft°F/Btu)	U (Hr.ft°F/Btu)
1	<i>Hardboard medium density</i>	1.8 & 0.76	1.368 = 14.725	5.5	0.18

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{5.5} = 0.18 \text{ overall heat transfer coefficient, } U = 0.18 \text{ Btu/hr. ft}^2. \text{ } ^\circ\text{F}$$

Dimana :

Overall heat transfer coefficient, U : 0.18 Btu/hr. ft². °F

$$\begin{aligned} \text{Luas pintu: (panjang x lebar) – luas jendela kaca luas pintu} \\ = ((1.8 \times 0.76) - 0.08) \text{ m}^2 = 1.288 \text{ m}^2 = 13.864 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

Faktor koreksi beban pendinginan :

$$CLTD_{\text{correction}} = CLTD + (78 - T_r) + (T_o - 85)$$

Maka pada 1 jam pendinginan untuk arah selatan diperoleh nilai sebagai berikut :

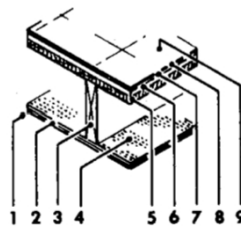
$$CLTD_{\text{correction}} = 1 + (78 - 4) + (91.4 - 85) \text{ } ^\circ\text{F} = 81.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Sehingga, diperoleh besar beban pintu :

$$\begin{aligned} Q_{\text{conduction}} &= U \cdot A \cdot CLTD_{\text{correction}} \\ Q_{\text{conduction}} (t=1 \text{ jam}) &= 0.18 \text{ Btu / (ft}^2 \cdot \text{ hr} \cdot \text{ } ^\circ\text{F) } \times 13.864 \text{ ft}^2 \times 81.4 \text{ } ^\circ\text{F} \\ &= 203.1 \text{ Btu/h} \end{aligned}$$

4. Beban lantai

Pemilihan material lantai dilakukan berdasarkan ASHRAE. Berikut ini pemilihan material lantai beserta nilai *thermal resistance* (R) :



Gambar 4.7 Deasain lantai *cold storage*

Tabel 4.4 *Thermal Resistance, R (Hr.ft.°F/Btu) Untuk material lantai cold storage*

NO	Material	<i>Between Joist</i>	<i>at Joist</i>
1	<i>Bottom surface (air)</i>	0	0
2	<i>Metal lath and lightweight aggregate, 0.75in</i>	0.47	0.47
3	<i>Joist</i>	0	9.06
4	<i>Nonreflective airspace</i>	0.93	0
5	<i>Wood subfloor, 0.75 in</i>	0.94	0.94
6	<i>Plywood, 0.625 in</i>	0.78	0.78
7	<i>Felt building membrane</i>	0.06	0.06
8	<i>Resilient tile</i>	0.05	0.05
9	<i>Top surface (air)</i>	0.61	0.61
	ΣR (Hr.ft.°F/Btu)	3.84	11.97
	U (Btu/hr. ft ² . °F)	0.260	0.083
	U total (Btu/hr. ft ² . °F)	0.343	

Berikut perhitungan beban pendinginan oleh lantai:

- Perhitungan *Overall Heat Transfer Coefficient, U* lantai :

$$U_{total} = \frac{1}{R_{total}} = \frac{1}{R_{total (betweenjoist)}} + \frac{1}{R_{total (atjoist)}}$$

$$U_{total} = \frac{1}{3.84} = \frac{1}{11.97} = 0.2604 + 0.0835$$

$$= 0.3439 \text{ (Btu/hr. ft}^2\text{.°F)}$$

Perhitungan luas lantai cold storage Luas lantai : panjang x lebar = 5 x 4 m² = 12 m² = 129.167 ft².

- Perhitungan TD (*Temperature Difference*) :

$$TD = T_0 - \Delta T_{db} - T_{room}$$

Dengan T_{db} yang berubah-ubah terhadap waktu pendinginan berdasarkan desain temperatur, pada desain ini diambil data perubahan nilai *dry bulb* temperatur pada daerah purwakarta dengan *daily range* temperatur sebesar 77 F berdasarkan ASRHAE.

Perhitungan diambil pada 1 jam pendinginan yaitu dengan besar $\Delta T_{db} = 70$ °F, maka :

$$TD (t = 1 \text{ jam }) = 91.4 - 70 - (-4) \text{ } ^\circ\text{F} = 25.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- Perhitungan Beban pendinginan Q :

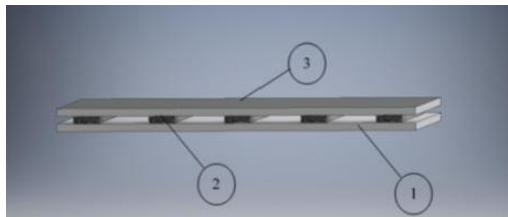
sehingga diperoleh beban pendinginan lantai pada 1 jam pendinginan

$$Q_{(t = 1 \text{ jam })} = U \cdot A \cdot TD_{(t = 1 \text{ jam })}$$

$$Q_{(t = 1 \text{ jam })} = 0.343 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}} \times 129.167 \text{ ft}^2 \times 25.4 \text{ F} = 1125.328 \text{ Btu / hr}$$

5. Beban Atap

Desain mesin pendingin ini menggunakan atap dengan *suspended ceiling* berbentuk *flat roof*, dengan tipe 6 in *concrete* dengan insulasi setebal 2, dengan nilai (R 11.3 $\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$) *overall heat transfer coefficient*, $U = 0.088 \text{ Btu/hr. ft}^2 \cdot \text{ } ^\circ\text{F}$



Gambar 4.8 Atap pada mesin *cold storage*

Keterangan gambar :

1. Pondasi bagian atas atap
2. Penyangga pondasi
3. Atap *cold storage*

Berikut data untuk perhitungan beban atap *cold storage*.

Dimana data :

- *Overall heat transfer coefficient*, $U = 0.088 (\text{Btu/hr. ft}^2 \cdot \text{ } ^\circ\text{F})$
- Luas atap = 129.167 ft^2 *Latitude Month*, LM januari = -2 (untuk 7 LS)
- *Color adjustment factor*, $K = 0.5$ (untuk *permanently lightcolored*)
- *Attic fan and/or ducts*, $f = 1.0$ (untuk *no attic or ducts*)

- Temperatur ruangan, $T_r = -4 \text{ F} (-20 \text{ }^\circ\text{C})$
- Temperatur di luar ruangan, $T_o = 91.4 \text{ }^\circ\text{F} (33 \text{ }^\circ\text{C})$

$$CLTD_{\text{correction}} = [(CLTD + LM) \cdot K + (78 - T_r) + (T_o - 85)] \cdot f$$

Untuk 1 jam pendinginan, maka :

$$\begin{aligned} CLTD_{\text{correction}} (t = 1 \text{ jam}) &= [(29 + (-2)) \times 0.5 + (78 - (-4)) + (91.4 - 85)] \cdot 1 \\ CLTD_{\text{correction}} (t = 1 \text{ jam}) &= 116.4 \text{ }^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Contoh perhitungan beban atap, Q

$$Q_{\text{atap}} = U \cdot A \cdot CLTD_{\text{correction}}$$

Untuk 1 jam pendinginan, maka :

$$\begin{aligned} Q_{\text{atap}} (t = 1 \text{ jam}) &= 0.088 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}} \times 129.167 \text{ ft}^2 \times 116.4 \text{ }^\circ\text{F} \\ &= 1323.08 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

4.2.3 Perhitungan Beban Internal

Estimasi beban pendinginan internal pada *cold storage* yaitu beban produk karkas sapi yang akan didinginkan, estimasi beban ini menggunakan pendekatan perpindahan panas konduksi transien. Berikut ini skema karkas sapi serta parameter dan contoh perhitungan beban internal :

Tabel 4.5 Parameter penunjang proses estimasi beban produk

Parameter	Besar	Satuan
massa total karkas	30000	Kg
massa 1 karkas	1	Kg
panjang karakteristik, Lc	0.12	M
massa jenis karkas	8.3	kg/m ³
Temperatur		
a. Karkas (1)	30	°C
b. Karkas (2) - (3)	0	°C
c. Karkas (4)	-20	°C
d. Room	-20	°C
e. Average kondisi (1) - (2)	15	°C

f. Average kondisi (3) - (4)	- 10	°C
Koefisien Konveksi Udara, h	250	W/m ² . K

Asumsi : karkas sapi berbentuk *chuck* serta pendekatan *properties* karkas sama dengan *properties* air (karena jaringan pada karkas tersusun atas air 70%). Berikut ini tabel *properties* pada temperatur rata-rata kondisi 1-2 dan 2-4:

Tabel 4.6 *Properties* karkas sapi pada kondisi 1-2 dan 3-4 [ASHRAE 2010.*properties thermal*]

<i>Properties Air</i> pada T avg 1-2	Besar	Satuan
Konduktivitas, k	0.589378939	W/m. K
Massa jenis, <i>p</i>	999.1011142	kg/m ³
Cp	4189.093964	J/kg K
<i>Thermal diffusivity</i> , α	1.4082E-07	m ² /s
<i>Properties Air</i> pada T avg 3-4	Besar	Satuan
Konduktivitas, k	2.3	W/m. K
Massa jenis, <i>p</i>	918.9	kg/m ³
Cp	2000	J/kg K
<i>Thermal diffusivity</i> , α	1.2515E-06	m ² /s

- Perhitungan waktu pendinginan :

Waktu pendinginan diperoleh dengan metode konduksi transien pada karkas sapi dalam Gambar 4.8. Waktu pendinginan ini digunakan untuk mengetahui distribusi temperatur fungsi waktu untuk kondisi karkas dengan temperatur awal 30 °C hingga -20 °C. Berikut ini tahapan perhitungan:

- Penurunan Temperatur dari 30 °C hingga 0 °C Perhitungan Biott Number :

$$B_i = \frac{h \times L_c}{k} = \frac{250 \times 0.12}{0.589} = 50.93$$

Karena Biott Number, $B_i > 0.1$ maka menggunakan metode Spatial Effect untuk konduksi transien. Untuk $B_i = 50.33$ maka besar $\delta = 1.53$ dan $C_1 = 1.27$, sehingga nilai Forrier Number, F_o sebagai berikut :

$$F_o = \frac{1}{\delta^2} \ln \left(\frac{1}{C_1} \times \frac{T(t) - T_\infty}{T_i - T_\infty} \right)$$

$$= -\frac{1}{1.53^2} \ln \left(\frac{1}{1.27} \times \frac{0 - (-20)}{30 - (-20)} \right) = 0.49$$

Waktu pendinginan :

$$t = \frac{F_o \times L_c^2}{\alpha} = \frac{0.49 \times 0.12^2}{1.4 \times 10^{-7}} = 5.04 \times 10^4 \text{ s} = 50400 \text{ s} \approx 14 \text{ jam}$$

- Penurunan Temperatur dari 0 C hingga -20 C Perhitungan Biott Number :

$$B_i = \frac{h \times L_c}{k} = \frac{250 \times 0.12}{2.3} = 13.04$$

Karena Biott Number, $B_i > 0.12$ maka menggunakan metode Spatial Effect untuk konduksi transien. Untuk $B_i = 13.04$ maka besar $\delta = 1.42$ dan $C_1 = 1.26$, sehingga nilai Forrier Number, F_o sebagai berikut :

$$F_o = \frac{1}{\delta^2} \ln \left(\frac{1}{C_1} \times \frac{T(t) - T_\infty}{T_i - T_\infty} \right)$$

$$F_o = -\frac{1}{1.42^2} \ln \left(\frac{1}{1.26} \times \frac{-18 - (-20)}{0 - (-20)} \right) = 1.2565$$

$$t = \frac{F_o \times L_c^2}{\alpha} = \frac{1.256 \times 0.12^2}{1.25 \times 10^{-7}} = 1.446912 \text{ s} = 4.02 \text{ jam} \approx 4 \text{ jam}$$

- Kondisi Temperatur Konstan, $T = 0^\circ \text{C}$

Perhitungan waktu pendinginan, waktu pendinginan pada proses laten ini menggunakan analisis perpindahan panas. Berikut ini kalor oleh konveksi udara terhadap satu buah karkas sapi :

$$Q_{konveksi} = h \times A_s \times (T_s - T_\infty) = 250 \times 0.12 \times 0.2 \times 0 - (-20) = 100 \text{ watt}$$

Kalor laten oleh 1 buah karkas sapi:

$$Q_{laten(1 \text{ karkas sapi})} = m \times cp = 1 \text{ kg} \times 334000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 334.000 \text{ joule}$$

Waktu pendinginan :

$$t = \frac{Q_{laten(1 \text{ karkas sapi})}}{q_{konveksi}} = \frac{334.000 \text{ joule}}{100 \text{ joule/s}} = 3.340 \text{ s} = 56.5 \text{ menit} \approx 1 \text{ jam}$$

Massa karkas yang digunakan pada proses perhitungan yaitu 70% dari massa total karena kandungan air dalam karkas sebesar 70%, 22% lemak dan lainnya merupakan tulang. Dari 4 tingkat keadaan penurunan temperatur produk karkas sapi, maka hasil perhitungan kalor sensibel (akibat penurunan temperatur, kondisi 64 1-2 dan 3-4) serta kalor laten (akibat perubahan fasa, kondisi 2-3) sebagai berikut:

$$q_{sensibel(1-2)} = m_{karkas} \times C_{water} \times (T_2 - T_1)$$

$$q_{\text{sensibel (1-2)}} = 30000 \text{ kg} \times \frac{4002.88 \text{ J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times (273 - 303) \text{ K}$$

$$= 2401728000 \text{ Joule}$$

Kalor sensibel rata-rata proses 1-2 :

$$q_{\text{sensibel rata-rata (1-2)}} = \frac{2401728000}{14 \text{ jam}} = 171552000 \frac{\text{J}}{\text{hr}} = 162599,92262 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Kalor laten total proses 2-3:

$$q_{\text{laten(2-3)}} = m_{\text{karkas}} \times c_p$$

$$q_{\text{laten (2-3)}} = 30000 \text{ kg} \times 334000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 1002000000 \text{ joule}$$

Kalor laten rata-rata proses 2-3:

$$q_{\text{laten rata-rata (2-3)}} = \frac{1002000000 \text{ joule}}{1 \text{ hr}} = 1002000000 \frac{\text{J}}{\text{hr}} = 949712 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Kalor sensibel proses 3-4 :

$$q_{\text{sebsibel (3-4)}} = m_{\text{karkas}} \times c_{\text{ice}} \times (T_2 - T_1)$$

$$q_{\text{sebsibel (3-4)}} = 30000 \times \frac{2950 \text{ J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times (0 - (-20)) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$= 1770000000 \text{ joule}$$

Kalor sensibel rata-rata proses 3-4 :

$$q_{\text{sensibel rata-rata (3-4)}} = \frac{1770000000 \text{ joule}}{4.02 \text{ jam}} = 440298507.4 \frac{\text{J}}{\text{hr}} = 417322.263 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

4.2.4 Perhitungan Beban Infiltrasi

Beban Pendinginan Sensibel oleh Infiltrasi Berikut ini contoh perhitungan beban sensibel oleh infiltrasi.

Data : *Temperature difference*,

$$TD_{(t=1 \text{ jam})} = T_0 - \Delta T_{\text{db}} - T_{\text{room}} = 91.4 - 70 - (-4) \text{ } ^\circ\text{F} = 25.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Scfm = 15 CFM (untuk standar ruangan beku)

Maka :

$$Q_s(t=1 \text{ jam}) = 1.10 \times TD \times \text{scfm}$$

$$Q_s(t=1 \text{ jam}) = 1.10 \times 25.4 \times 15 = 419.1 \text{ Btu/hr}$$

*Perhitungan dilakukan hingga 24 jam waktu pendinginan.

Beban Pendinginan Laten oleh Infiltrasi, berikut ini contoh perhitungan beban laten oleh infiltrasi.

Data :

Inside-outside humidity ratio difference, $\Delta W(t=1\text{jam}) = 0.0246$ (diperoleh dari nilai *dry bulb* dan *wet bulb temperature*).

Scfm = 15 CFM (untuk standar ruangan beku)

Maka,

$$Q_L(t = 1 \text{ jam}) = 4840 \times \Delta W \times \text{scfm}$$
$$Q_L(t = 1 \text{ jam}) = 4840 \times 0.0264 \times 15 = 1785.96 \text{ Btu/hr}$$

*Perhitungan dilakukan hingga 24 jam waktu pendinginan.

- Total Beban Pendinginan :

Perhitungan beban pendinginan dilakukan untuk bulan Januari hingga Desember dengan tujuan mencari beban terbesar untuk kemudian dijadikan beban minimal input unit atau evaporator pada *cold storage*.

Perhitungan beban pendinginan diperoleh dari keseluruhan beban internal, eksternal, dan infiltrasi. Berikut ini contoh perhitungan total beban pendinginan di bulan Januari pada 1 jam pendinginan:

$$Q_{total} = Q_{eksternal} + Q_{internal} + Q_{infiltrasi}$$
$$Q_{total} = (97902.889 + 1785.96) \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} = 99688.849 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Dengan menggunakan *safety factor* 10% dari total beban maka diperoleh:

$$Q_{total} = 99688.849 + (0.10 \times 1785.96 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}) = 99867.445 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \quad (29215.918 \text{ Watt})$$

4.3 Perhitungan Daur Kompresi Uap Mesin *Cold Storage* Perhitungan *mass flow rate* dari refrigeran :

Berikut di bawah ini data desain awal temperatur dan tekanan berdasarkan tingkat keadaan pada sistem pendingin kompresi uap pada jenis refrigeran R404a [ASHRAE 2009] :

Tabel 4.7 Data desain awal berdasarkan tingkat keadaan untuk sistem kompresi uap

<i>State point</i>	Tekanan (bar)	Temperatur (°C)	Kondisi
1	35.7	70	<i>Superheated vapour</i>
2	16.2	35	<i>Saturated liquid</i>
3	2.54	- 25	<i>Throttling ; isoenthalphy lower pressure</i>
4	2.54	- 25	<i>Saturated vapour</i>

1) Analisis evaporator

$$P_3 = 2.537 \text{ bar}$$

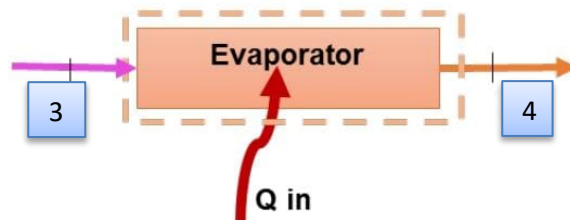
$$T_3 = - 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_3 = 166413 \frac{\text{J}}{\text{Kg}}$$

$$P_4 = 2.537 \text{ bar}$$

$$T_4 = - 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_4 = 352688 \frac{\text{J}}{\text{Kg}}$$



Gambar 4.9 Skema dan Data Evaporator Sistem Kompresi Uap Sederhana

$$\dot{m}_{R404a} = \frac{Q_{evaporator}}{(h_3 - h_4)} ; \text{ dengan } Q_{evaporator} = \text{total cooling load}$$

Sehingga :

$$\dot{m}_{R404a} = \frac{29215.918 \text{ J/s}}{(352688 - 166413)} = 0.157 \text{ kg/s}$$

2) Analisis kondensor

$$P_2 = 16.195 \text{ bar}$$

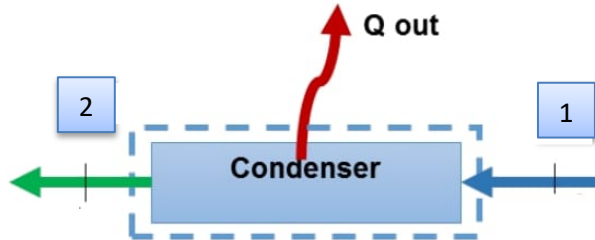
$$T_2 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 251974 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$P_1 = 35.725 \text{ bar}$$

$$T_1 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 364663 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$



Gambar 4.10 Skema dan Data Kondensor Sistem Kompresi Uap

Perhitungan kalor yang keluar dari kondensor:

$$Q_{kondensor} = \dot{m}_{R404a} \times (h_2 - h_1)$$

$$Q_{kondensor} = 0.157 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (364663 - 251974) \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 17692.173 \text{ Watt}$$

3) Analisis Kompresor

$$P_1 = 35.725 \text{ bar}$$

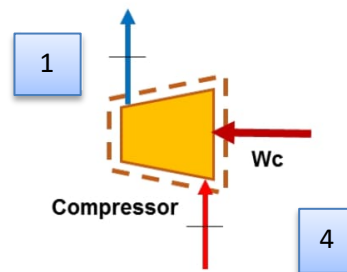
$$T_1 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 364663 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$P_4 = 2.537 \text{ bar}$$

$$T_4 = -25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_4 = 352688 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$



Gambar 4.11 Skema dan Data Kompresor Sistem Kompresi Uap

Perhitungan kerja kompresor sistem kompresi uap :

$$W_{kompresor} = \dot{m}_{R404a} \times (h_1 - h_4)$$

$$W_{kompresor} = 0.157 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (364663 - 352688) \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 1880.075 \text{ Watt}$$

Coefficient of Performance (COP) Sistem Kompresi Uap

Berikut ini COP sistem kompresi uap :

$$\frac{\dot{Q}_{evaporator}}{W_{kompresor}} = \frac{29215.918 J/s}{1880.075 Watt} = 15.54$$

Perbandingan COP Sistem Kompresi Uap dengan Sistem Carnott

Berikut ini nilai COP Carnot dari temperatur saturasi untuk *cold* dan *hot* :

$$COP_{carnot} = \frac{T_c}{T_c - T_h} = \frac{-25 + 273 K}{(-25 + 273) - (35 + 273) K} = 4.13$$

4.4 Pemilihan Komponen

Berdasarkan seluruh perhitungan sistem pada *cold storage* , maka direkomendasikan beberapa komponen dengan dibantu menggunakan perangkat lunak bitzer *product calculator* sebagai pilihan. Berikut di bawah ini komponen mesin *cold storage* :

No	Nama komponen	Tipe
1	Evaporator	MHDE-071
2	Kondensor	G100.2-N
3	Kompresor	4 PES-12Y

BAB V

KESIMPULAN

Kesimpulan untuk perancangan *cold storage* dengan kapasitas 30 ton daging sapi adalah sebagai berikut :

1. Dimensi *cold storage* dengan kapasitas 30 ton daging adalah panjang = 8,5 meter, lebar = 15 meter dan tinggi 2,7 meter. Dengan beban pendinginan total yaitu sebesar $99867.445 \frac{Btu}{hr}$ (29. 268 258 KW)
2. Nilai *Coefficient of Performance* (COP) terbaik untuk sistem kompresi uap yaitu 15.54.
3. Komponen penyusun sistem pendinginan yang dipilih berdasarkan katalog sebagai berikut : a. (Evaporator = Muller MHDE-071) b. (Kondensor = G100-2.N) c. (Kompresor = 4 PES-12Y).
4. Refrigeran yang digunakan adalah R 404a sebagai media pendingin, pemilihan ini berdasarkan pada bahan yang ramah lingkungan, tidak mudah meledak pada tekanan tinggi, tidak beracun dan tidak mengakibatkan korosif.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] S. James and C. James, *Meat Refrigeration*, England: Woodhead Publishing Limited, Abington Hall, Abington, 2002.
- [2] ASHRAE Handbook 2014 : *Refrigeration*.
- [3] ASHRAE *Cooling and Heating Load Calculation Manual*
- [4] ASHRAE Standard 62, *Indoor Air Quality*
- [5] W. Arismunandar, PENYEGARAN UDARA. PT. Pradnya Paramita, 1995.
- [6] Dossat, Roy J. 1981. *Principles of Refrigeration* Second Edition SI Version. Canada: John Wiley and Sons, Inc.
- [7] ASHRAE Handbook. 2010. *Refrigeration retail food store refrigeration And equipment*.
- [8] A.P. & D. Nursuhud, *Mesin Konversi Energi*, 2013.
- [9] W. Stoecker and J. Jones, *Refrigeration and Air Conditioning*, New York: McGraw-Hill, Inc., 1982
- [10] S. J. Michael and H. N. Shapiro, *Fundamental of Engineering Thermodynamics* 7th Edition, United States of America: John Wiley & Sons, Inc, 2011.
- [11] Muhammad Rais Rahmat, "Perancangan *Cold Storage* Untuk Produk Reagen". 2015.
- [12] S. Siagian, "Perhitungan Beban Pendingin Pada *Cold Storage* Untuk Penyimpanan Ikan Tuna Pada Pt . X," Article, vol. 13, pp. 139–149, 2017.
- [13] Holman, J.P..2010. "*Heat Transfer* 10th Edition". 1221 Avenue of the Americas, New York, NY: McGraw-Hill Companies, Inc.
- [14] Saputra, F.2004. Perancangan unit *cold storage* ikan , Banda Aceh.
- [15] Sipayung, Raidinata A. 2019. Rancang Bangun Solar *Cold Storage* dengan Kapasitas 10 Kilogram. *Jurnal Dinamis*, Volume.7, No.3 September 2019
- [16] American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning