

PERENCANAAN PERHITUNGAN SISTEM PENGKONDISIAN UDARA PADA LOKOMOTIF KERET API

Ahmad Nur fahmi¹

Abstraksi

Dewasa ini banyak sekali terjadi kecelakaan kereta api yang antara lain disebabkan oleh faktor *human error*. Salah satu pemicu terjadinya *human error* misalnya tidak ada kenyamanan dalam ruangan masinis (lokomotif). Oleh karena itu penulis tertarik untuk merencanakan sistem pengkondisian udara yang ditujukan pada ruangan masinis (lokomotif).

Untuk mendapatkan kondisi yang nyaman dalam ruangan masinis (lokomotif) diperlukan perhitungan-perhitungan yang mendasar. Disini penulis mencoba merancang perhitungan yang digunakan untuk mendesain atau memilih alat.

Kata kunci : Lokomotif Kereta Api, Pengkondisian Udara

1. Pendahuluan

¹ Staff Pengajar STMIK AMIKOM Yogyakarta

Saat ini pengkondisian udara sudah banyak digunakan, antara lain pada bidang industri, rumah tinggal, pertokoan, perkantoran, hotel, dan kendaraan. Untuk kendaraan dapat digunakan pada mobil, bus, kereta api, kapal laut dan pesawat terbang.

Di tambah dengan semakin tingginya tingkat kebutuhan manusia tentang kenyamanan pada saat bekerja yaitu kebutuhan akan temperatur, kelembaban dan hembusan udara yang sesuai. Diharapkan tugas yang diwajibkan kepadanya dilakukan dengan benar dan tepat. Tidak kecuali bagi tenaga operator, misalnya pada masinis kereta api. Semuanya itu membuat perkembangan kemajuan sistem pengkondisian udara (*Air Conditioning*) terus berkembang.

Pengkondisian udara diperlukan untuk memberikan kondisi lingkungan yang berudara nyaman, segar, dan bersih. Oleh karena itu perlu perlakuan proses terhadap udara untuk mengatur temperatur, kelembaban dan kebersihan, serta mendistribusikannya secara serentak guna memenuhi kenyamanan yang diinginkan

Oleh karena itu penulis tertarik untuk merencanakan sistem pengkondisian udara yang ditujukan kepada masinis operator lokomotif.

Tujuan yang ingin dicapai dalam melaksanakan penulisan karya ilmiah ini adalah untuk merencanakan perhitungan sistem pengkondisian udara di ruang kabin masinis lokomotif, sehingga akan diharapkan akan mempermudah dalam perencanaan peralatan atau komponen yang dibutuhkan .

Penulisan karya ilmiah ini dilakukan dengan menggunakan batasan masalah:

1. Perancangan sistem pengkondisian udara untuk lokomotif kereta api dengan mengacu pada jenis lokomotif CC 20312 dengan struktur (Tabel 1):

Tabel 1 : Struktur lokomotif

No.	Struktur	Elemen	Tebal (mm)	A (m ²)				
				Timur	Selatan	Barat	Utara	Total
1.	Dinding	Plat baja SC 41	3	5,11	4,35	3,77	4,35	17,57
		Celah udara	30	5,11	4,35	3,77	4,35	17,57
		Glasswool	50	5,11	4,35	3,77	4,35	17,57
		Melamine plastik hardbord	5	5,11	4,35	3,77	4,35	17,57
2.	Atap	Plat baja SC 41	3	-	-	-	-	3,72
		Celah udara	30	-	-	-	-	3,72
		Glasswool	50	-	-	-	-	3,72
		Melamine plastik hardbord	2	-	-	-	-	3,72
3.	Jendela	Kaca penyerap panas (48%)	5	0,32	0,79	1,51	0,79	3,41
4.	Lantai	Lonleum	5	-	-	-	-	7,39
		Plywood	20	-	-	-	-	7,39
		Semen	8	-	-	-	-	7,39
		Plat baja gelombang	1.2	-	-	-	-	7,39

(Sumber: PJKA Yogyakarta)

2. Posisi geografis operasi lokomotif kereta api adalah 10⁰ LS dan 110⁰ BT dikarenakan kereta api mempunyai rute perjalanan dari Yogyakarta – Jakarta, pulang - pergi melalui jalur selatan pulau Jawa, menuju arah barat.
3. Dalam perhitungan beban pendingin, diasumsikan pada jam 13.00 WIB dikarenakan lokomotif beroperasi selama 8 jam (08.00 – 16.00 WIB).

4. Dalam perhitungan diasumsikan kondisi pada bulan Agustus / April.
5. Ruang masinis ditempati oleh 2 (dua) orang.
6. Penerangan di ruang masinis menggunakan lampu *fluorescent* (TL) 10 Watt, sebanyak 2 buah
7. Temperatur dalam perhitungan perancangan adalah:
 - a. Pada temperatur ruangan masinis (Tdb) 25,5°C (78°F) dengan 60% RH.
 - b. Temperatur udara luar dalam perhitungan diasumsikan adalah 32,78°C (91°F) dengan 80% RH kecuali antara ruang kabin masinis dengan ruangan mesin lokomotif yaitu pada bagian belakang diasumsikan sebesar 40°C dengan 80% RH.
8. Udara luar yang dimasukkan ke ruangan masinis di asumsikan sebesar 15 CFM / orang. Asumsi yang digunakan adalah standard ventilasi untuk ruangan kantor (umum) dengan masinis ada yang merokok (Carrier, 1965).

2. Pembahasan

Perhitungan Estimasi Kapasitas Pendingin

Kapasitas pendingin dihitung untuk mendapatkan dasar perancangan peralatan pengkondisian udara. Perhitungan beban pendinginan dihitung dengan asumsi kondisi:

1. Tdb dan Twb dianggap pada saat mencapai maksimum.
2. Udara cerah dan tidak berawan atau kabut yang mengurangi radiasi matahari.
3. Warna dinding dianggap sedang (*medium color*)

4. Kapasitas pendinginan internal pada keadaan normal.

Kapasitas pendinginan untuk pengkondisian udara ruangan masinis ditinjau atas perbedaan kalor adalah :

Beban kalor *sensible* antara lain:

Perpindahan kalor melalui dinding

Perpindahan kalor melalui atap

Perpindahan kalor melalui lantai

Perpindahan kalor melalui kaca

Beban kalor lampu

Beban kalor masinis

Beban kalor infiltrasi

Beban kalor ventilasi

Beban Kalor Laten antara lain adalah:

Beban kalor masinis

Beban kalor ventilasi

Beban kalor infiltrasi

Perhitungan Koefisien Perpindahan Kalor (U)

Perpindahan kalor melalui dinding, atap dan kaca serta lantai ruang masinis disebabkan oleh perbedaan temperatur antara bagian luar dan bagian dalam dari dinding, atap, kaca, dan lantai. Laju perpindahan kalor atau beban pendingin dihitung dengan persamaan:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t$$

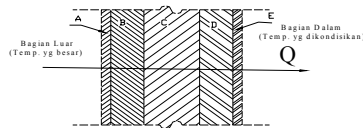
dengan :

Q = laju perpindahan kalor , (W atau *Btu/hr*)

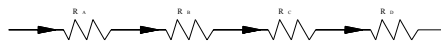
U = koefisien perpindahan kalor, ($W/m^2 \cdot ^\circ C$ atau $Btu/(hr \cdot ft^2 \cdot F)$)

A = luasan perpindahan kalor (m^2 atau ft^2)

Δt = beda temperatur ($^\circ C$ atau $^\circ F$)



Gambar 1. Penampang struktur



Gambar 2. Analog tahanan listrik

Besarnya harga koefisien perpindahan kalor (U) dipengaruhi oleh harga tahanan termal (R) dari komposisi bahan yang digunakan untuk suatu struktur, lapisan udara bagian luar dan dalam dari struktur tersebut. Koefisien perpindahan kalor dapat dianalogikan dengan susunan tahanan listrik sebagai berikut :
dengan :

- R_A = tahanan termal lapisan film udara luar
 R_B = tahanan termal bahan B
 R_C = tahanan termal bahan C
 R_D = tahanan termal bahan D
 R_E = tahanan termal lapisan film udara dalam

Maka besarnya koefisien perpindahan kalor dari struktur tersebut dihitung dengan persamaan :

$$U = \frac{1}{\sum R}$$

Tabel 2. Tabulasi Perhitungan Harga Koefisien Perpindahan Kalor (U)

No	Struktur	Elemen	R (°C.m ² /W)	Rtotal (°C.m ² /W)	U (W/°C.m ²)
1	Dinding	Lapisan film udara luar	2,660E-02	1,329	0,752
		Plat baja SC 41	3,700E-05		
		Celah udara	1,638E-01		
		Glasswool	9,961E-01		
		Melamine plastik hardboard	2,280E-02		
		Lapisan film udara dalam	1,198E-01		
2	Atap	Lapisan film udara luar	2,660E-02	1,371	0,729

		Plat baja SC 41	3,700E-05		
		Celah udara	1,638E-01		
		Glasswool	9,961E-01		
		Melamine plastik hardboard	2,280E-02		
		Lapisan film udara dalam	1,621E-01		
3	Jendela	Lapisan film udara luar	2,660E-02	0,384	2,603
		Kaca penyerap panas (48%)	1,96E-01		
		Lapisan film udara dalam	1,621E-01		
4	Lantai	Lapisan film udara luar	2,660E-02		
		Lonleum	1,16E-02		
		Plywood	1,73E-01	0,407	2,460
		Semen	3,28E-02		
		Plat baja gelombang	2,20E-05		
		Lapisan film udara dalam	1,621E-01		

Beban Kalor Melalui Kaca Akibat Radiasi Matahari

Beban kalor melalui kaca akibat radiasi matahari dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (Carrier,1965):

$$Q = (\text{Beban puncak matahari, } Btu / (hr. ft^2)) \times (\text{Luas kaca, } ft^2) \times (\text{Shade Factor, Shash factor}) \times (\text{Storage Factor}) \dots \dots \dots (4.3)$$

Dengan mengambil data:

1. Beban puncak matahari pada posisi 10°LS di bulan Agustus dan April
2. *Shade factor* untuk kaca penyerap panas 56 sampai 70 % sebesar 0,62
3. *Shash factor* sebesar 1/0,87
4. *Storage factor* pada jam 13.00 WIBB (1 PM)

Tabel 3. Tabulasi Perhitungan Kapasitas Pendingin Radiasi Matahari pada Kaca.

Arah	Area		Peak load	Facror			Kapasitas	
	(m ²)	(ft ²)	Btu/(hr.ft ²)	Shade	Shash	Storage	Btu/hr	W
Timur (E)	0.32	3.42	155	0.62	1.15	0.19	71.67	21.00
Selatan (S)	0.79	8.55	73	0.62	1.15	0.98	435.71	127.66
Barat (W)	1.51	16.21	155	0.62	1.15	0.22	393.90	115.41
Utara (N)	0.79	8.55	13	0.62	1.15	0.83	65.72	19.25
Total								283.33

Akibat Radiasi Matahari

Akibat radiasi matahari kapasitas pendingin di hitung dengan persamaan (Carrier,1965) :

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t_e$$

dimana : Δt_e = beda temperature *equivalent* pada bulan dan waktu yang diinginkan ($^{\circ}\text{F}$)

Beda temperature *equivalent* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (Carrier, 1965) :

$$\Delta t_e = 0,78 \frac{R_s}{R_m} \Delta t_{em} + \left(1 - 0,78 \frac{R_s}{R_m} \right) \Delta t_{es}$$

dengan :

- Δt_{es} = Beda temperature *equivalent* pada dinding atau atap yang teduh diambil pada (July, 40°LU dan 24 jam operasi), dan dikoreksi
- Δt_{em} = Beda temperature *equivalent* pada dinding dan atap yang menghadap datangnya matahari pada hari dan waktu yang direncanakan, dan dikoreksi
- R_s = Kalor maksimum akibat radiasi matahari pada posisi dan waktu yang direncanakan
- R_m = Kalor maksimum akibat radiasi matahari melalui kaca untuk lapisan dinding pada saat (July; 40°LU dan 24 jam operasi)

Dengan menggunakan Persamaan 2.5 beda temperature pada bulan Agustus/April dan letak geografis 10°LS adalah dapat dilihat pada Tabel 2.4

Tabel 4. Tabulasi Perhitungan Beda Temperatur *Equivalent*

Struktur	Arah	Δt_{es}	Δt_{em}	R_s	R_m	Δt_e	
		($^{\circ}\text{F}$)	($^{\circ}\text{F}$)	(Btu/hr.ft^2)	(Btu/hr.ft^2)	($^{\circ}\text{F}$)	($^{\circ}\text{C}$)
Atap	Atas	45	51	220	225	50	10

Dinding	Selatan (S)	41	45	14	63	42	5
	Barat (W)	53	56	40	43	55	13
	Utara (N)	7	18	71	14	51	10

Beban pendingin untuk dinding daerah bagian selatan dengan menggunakan persamaan 2.4 dapat diketahui dengan :

$$U = \text{koefisien perpindahan kalor} = 0,752 \text{ W/}^{\circ}\text{C.m}^2$$

$$A = \text{luas dinding arah selatan} = 4,35 \text{ m}^2$$

$$\Delta t_e = \text{Beda temperatur } \textit{equivalent} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Sehingga :

$$Q = 0,752 \times 4,35 \times 5 \\ = 71,20 \text{ W}$$

Tabel 5. Tabulasi Perhitungan Kapasitas Pendingin melalui dinding dan atap akibat radiasi matahari

Struktur	Arah	U	A	Δt_e	Q
		W/°Cm ²	m ²	°C	W
Atap	Atas	0.729	3.715	10	26.45
Dinding	Selatan (S)	0.752	17.574	5	71.20
	Barat (W)	0.752	17.574	13	170.24
	Utara (N)	0.752	17.574	10	135.99
Jumlah					403.89

Akibat Beda Temperatur

Dari batasan telah diuraikan bahwa beda temperatur yang terjadi pada kabin kereta api diasumsikan sebesar: $32,78^{\circ}\text{C} - 25,5^{\circ}\text{C} = 7,28^{\circ}\text{C}$, kecuali pada bagian belakang atau dinding sebelah timur sebesar $40^{\circ}\text{C} - 25,5^{\circ}\text{C} = 14,5^{\circ}\text{C}$. Sehingga kapasitas pendingin akibat beda temperatur dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.1. Misalnya pada dinding sebelah selatan, dengan :

$$U = \text{koefisien perpindahan kalor} = 0,752 \text{ W/}^{\circ}\text{C.m}^2$$

$$A = \text{luas dinding arah selatan} = 4,35 \text{ m}^2$$

$$\Delta t = \text{Beda temperatur} = 7,28^{\circ}\text{C}$$

Sehingga kapasitas pendinginnya adalah:

$$Q = 0,752 \times 4,35 \times 7,28$$

$$= 23,83 \text{ W}$$

Tabel 6. Tabulasi Perhitungan kapasitas Pendingin pada Dinding dan Atap Akibat Beda Temperatur

Struktur	Arah	U	A	Δt	Q
		W/°Cm ²	m ²	°C	W
Atap	Atas	0.73	3.72	7.28	19.72
Dinding	Timur (<i>E</i>)	0.75	5.11	14.50	55.75
	Selatan (<i>S</i>)	0.75	4.35	7.28	23.83
	Barat (<i>W</i>)	0.75	3.77	7.28	20.65
	Utara (<i>N</i>)	0.75	4.35	7.28	23.83
Jumlah					143,77

Beban Kalor Akibat Beda Temperatur Kecuali Melalui Dinding dan Atap.

Beban kalor akibat beda temperatur pada kabin masinis kereta api kecuali melalui dinding dan atap antara lain:

Melalui Lantai

Dengan menggunakan persamaan 2.1 kapasitas pendinginnya adalah:

$$Q = 2,46 \times 7,39 \times 7,28$$

$$= 132,78 \text{ W}$$

Melalui Kaca

Beda temperatur pada bagian belakang (timur) dengan arah yang lain berbeda sehingga kapasitas pendinginnya adalah:

Tabel 7. Kapasitas Pendingin Akibat Beda Temperatur pada Kaca

Struktur	Arah	U	A	Δt	Q
		W/°Cm ²	m ²	°C	W
Kaca	Timur (E)	2.60	0.32	14.50	12.08
	Selatan (S)	2.60	0.79	7.28	14.97
	Barat (W)	2.60	1.51	7.28	28.61
	Utara (N)	2.60	0.79	7.28	14.97
Jumlah					70.63

Beban Kalor Akibat *Internal Heat*

Beban kalor akibat *internal heat* yang ada di kabin masinis antara lain adalah:

Beban Kalor Masinis

Masinis diasumsikan dalam kondisi bekerja seperti di kantor pada saat kondisi temperatur 78°F , sehingga perolehan kalor terdiri dari (*Carrier, 1965*) :

Latent heat (ql) sebesar: 235 Btu/hr

Sensible heat (qs) sebesar 215Btu/hr.

Besarnya kapasitas pendingin dihitung dengan persamaan (*G. Pita,)*

$$Q_s = q_s \times n \times CLF$$

$$Q_l = q_l \times n \times CLF$$

dimana

ql, qs = Kalor *latent, sensible*

n = Jumlah orang (operator)

CLF = *Cooling Load Factor*

Sehingga dengan mengambil CLF sama dengan 1, maka kapasitas pendingin akibat operator sebesar:

$$\begin{aligned} Q_s &= 215 \times 2 \times 1 \\ &= 430 \text{ Btu/hr} = 137,71 \text{ W} \\ Q_l &= 235 \times 2 \times 1 \\ &= 470 \text{ Btu/hr} = 125,99 \text{ W} \end{aligned}$$

Beban Kalor Lampu

Kapasitas pendingin akibat lampu *fluroscnt* dapat dihitung dengan persamaan (Carrier, 1965) :

$$Q = \text{Total Kapasitas Lampu (Watt)} \times 1,25 \times 3,4 \text{ (Btu/hr)} \quad (2.8)$$

Dari bab I diketahui bahwa total kapasitas lampu pada ruangan kabin lokomotif sebesar $10 \times 2 = 20$ Watt. Sehingga kapasitas pendingin adalah:

$$\begin{aligned} Q &= 20 \times 1,25 \times 3,4 \\ &= 85 \text{ Btu/hr} \\ &= 24,91 \text{ W} \end{aligned}$$

Beban Kalor Infiltrasi

Beban kalor *infiltrasi* merupakan beban kalor karena infiltrasi udara melalui bukaan pintu. Pada ruangan masinis terdapat dua (2) pintu, atau sepasang. Pada perancangan diasumsikan bahwa pintu frekuensi bukaan 5%. Sehingga diperoleh CFM/pasang pintu 50 CFM (Carrier, 1965). Beban akibat infiltrasi dihitung dengan persamaan (G. Pita,): :

$$Q_s = 1,08 \times \text{CFM} \times T C \quad (2.9)$$

$$Q_l = 0,68 \times \text{CFM} \times (w_o' - w_i') \quad (2.10)$$

Dengan :

- TC = beda temperatur ruangan masinis dengan dengan udara luar
- w' = rasio kelembaman
- o, i = posisi di luar, dalam

Dengan membaca diagram psycometri diketahui bahwa:

$T_o = 91^\circ\text{F}$, 80% RH, mempunyai harga $w_o' = 178$ gr/lb udara kering

$T_i = 78^\circ\text{F}$, 60% RH, harga $w_i' = 86$ gr/lb udara kering.

Sehingga dengan perbedaan temperatur (TC) sebesar $91^\circ\text{F} - 78^\circ\text{F} = 13^\circ\text{F}$, besarnya kapasitas pendingin *sensible* (Q_s) akibat infiltrasi adalah:

$$Q_s = 1,08 \times 50 \times 13$$

$$= 702 \text{ Btu/hr} = 205,69 \text{ W}$$

$$Q_l = 0,68 \times 100 \times (178 - 86)$$

$$= 3132,5 \text{ Btu/hr} = 917,82 \text{ W}$$

Beban Kalor Akibat Rugi-Rugi Kebocoran Saluran Udara

Rugi-rugi kebocoran saluran udara dipengaruhi oleh pemasangannya yaitu sebesar 5 sampai dengan 30% (C.P. Arora, 1983), tergantung pada pemasangannya. Pada perhitungan beban pendinginan ini diambil rugi-rugi kebocoran udara suplai sebesar 20%

Beban Kalor dari Fan Pengkondisian Udara

Pada perhitungan ini, system suplai udara ruangan penumpang adalah system induksi. Pada system ini, fan mengalirkan udara melalui koil pendingin sebelum disuplai kedalam ruangan yang dikondisikan. Perolehan kalor fan pengkondisian udara merupakan perolehan kalor *sensible* ruangan. Besarnya kalor ini antara 2,5 sampai dengan 7,5% dari kalor *sensible* ruangan (C.P. Arora, 1983). Dalam perhitungan diambil harga 7%.

Beban Kalor Ventilasi

Dengan menggunakan persamaan 2.9 dan 2.10, pada saat udara luar yang dimasukkan ke ruangan masinis di asumsikan sebesar 15 CFM / orang (standard ventilasi untuk ruangan kantor dengan masinis ada yang merokok).

Beban kalor *sensible* (Qs) ventilasi adalah:

$$Q_s = 1,08 \times 30 \times 13$$

$$= 421,2 \text{ Btu/hr} = 123,41 \text{ W, dan}$$

Beban kalor laten (Ql) ventilasi adalah:

$$Q_l = 0,68 \times 30 \times (178 - 86)$$

$$= 1876,8 \text{ Btu/hr}$$

$$= 549,9 \text{ W}$$

Beban ventilasi (Qs), disebut juga dengan beban kalor luar (*Outdoor Air Sensible Heat (OASH)*, dan Ql dengan *Outdoor Air Latent Heat (OALH)*).

Faktor Keamanan

Faktor keamanan (*safety factor*) yang diambil adalah 5% dari seluruh beban pendingin (C.P. Arora, 1983).

Beban Pendinginan

Dari perhitungan perolehan kalor dan beban-beban pendinginan sebelumnya, maka selanjutnya dapat dibuat tabel beban pendinginan ruangan masinis kereta api, dapat dilihat pada Tabel 2.8

Tabel 8. Estimasi beban pendingin

No	Melalui - Akibat	Kalor Sensible		Kalor Laten	
		(W)	(Btu/hr)	(W)	(Btu/hr)
1	Kaca - Radiasi	283.33	966.99		
2	Atap dan Dinding - Radiasi dan				

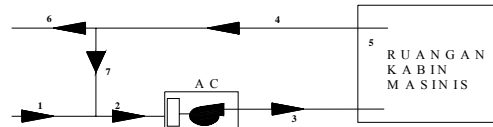
	ΔT					
	a. Radiasi	403.89	1378.46			
	b. Beda Temperatur (ΔT)	143.77	490.69			
3	Kecuali Dinding dan Atap - Beda Temp. (ΔT)					
	a. Lantai	132.38	451.80			
	b. Kaca	70.63	241.05			
4	<i>Internal Heat</i>					
	a. Operator	137.71	470.00	125.99	430.00	
	b. Lampu	24.91	85.00			
5	Infiltrasi	205.69	702.00	917.82	3132.50	
	Sub Total	1402.29	4785.98	1043.81	3562.50	
6	Rugi Kebocoran (20%)	280.46	957.20			
7	Tambahan kalor untuk fan (7%)	98.16	335.02			
	Total	1780.91	6078.19	1043.81	3562.50	
8	<i>Safety factor, 5%</i>	89.05	303.91	52.19	178.13	
	<i>Room Sensible Heat (RSH)</i>	1869.96	6382.10	1096.00	3740.63	RLH
	<i>Outdoor Air Sensible Heat (OASH)</i>	123.41	421.20	549.90	1876.80	OALH
	Total Sensible Heat (TSH)	1993.37	6803.30	1645.91	5617.43	TLH

Analisis Psychometri

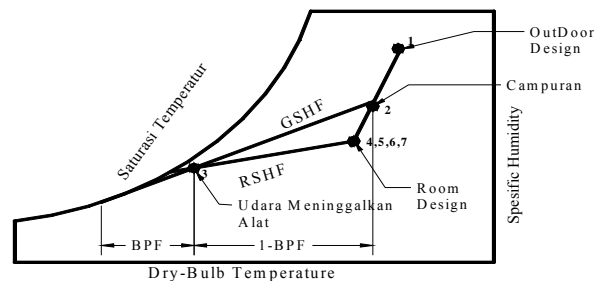
Analisis psycometri dilakukan berdasarkan:

1. Perolehan kalor *sensible* dan *latent*
2. Kondisi di dalam ruangan yang akan dikondisikan dan udara luar
3. Temeperatur bola kerang (Tdb) udara suplai.
4. Anlisis psycometri berguna untuk menentukan:
5. Kondisi udara suplai
6. Kapasitas refrigrasi, dan Temperatur efektif koil pendingin (*apparatus dew point temperature (Tadp)*).
7. Temperatur bola kering (Tdb) udara suplai dipilih sedemikian rupa, sehingga beda temperatur antara ruangan udara suplai (*supply air temperature difference*) berkisar antara 15 sampai 30 °F (G. Pita,) diambil 18 °F.

Sketsa aliran udara dapat dilihat pada gambar berikut:



Gambar 3. Aliran Udara pada Sistem AC



Gambar 4. Diagram psychometric Perancangan Pengkondisian Udara

Dari data sebelumnya diketahui bahwa:

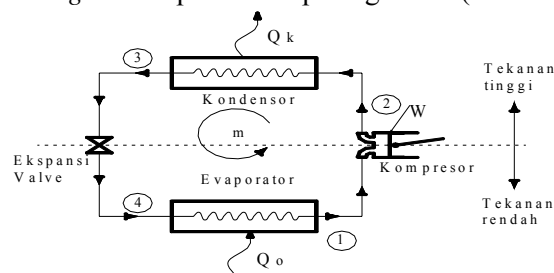
<i>Room Sensible Heat (RSH)</i>	= 6382,10 Btu/hr
<i>Room Laten Heat (RLH)</i>	= 3740,63 Btu/hr
Assumsi udara luar	= Tdb 91°F, 80% RH
Perancangan kondisi udara dalam	= Tdb 78°F, 60% RH
Ventilasi	= 30 CFM
<i>Supply Temperature Difference</i>	= 18 °F

Siklus Perancangan

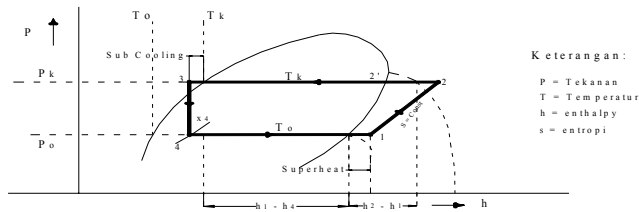
Siklus kompresi uap satu tingkat terdiri dari komponen utama antara lain:

1. Kompresor
2. Kondensor
3. Evaporator
4. Ekspansi Valve

Siklus diagram sistem kompresi uap refrigrasi perancangan yaitu dengan *superheat* 5 °C dan *sub cooling* 5 °C dapat dilihat pada gambar (Gambar 3.4)



Gambar 5. Siklus sistem kompresi uap refrigrasi satu tingkat



Gambar 6. Diagram p-h R-134a siklus refrigerasi rancangan

P-h diagram perancangan dengan menggunakan R-134a dapat dilihat pada lampiran-3, dimana dengan membaca diagram tersebut hasilnya dapat dilihat pada Tabel 3.3:

Tabel 3.3 Hasil pembacaan p-h diagram

Parameter	Satuan	Posisi - 1	Posisi - 2	Posisi - 3	Posisi - 4
Temperatur (T)	°C	15	45	40	10
Tekanan (P)	Pa	414,49	1160	1160	414,49
<i>Enthalpy</i> (h)	kJ/k			254	254
<i>Enthalpy liquid</i> (hf)	g				213,53
<i>Enthalpy vapour</i> (hg)	kJ/k				404,40
<i>Sesifik volume</i> (v)	g	0,05			
<i>Entropy</i> (s)	kJ/k	1,742	1,742		
	m ³ /k				
	g				
	kJ/k				
	g				

Proses termodinamika pada siklus terdiri dari²:

- 1 – 2 Kompres *isentropic*, yaitu pada kompresor, dengan
 $s_2 = s_1$; $Q = 0$
 Kerja, $w = - \int v dp = - \int dh = -(h_2 - h_1)$
- 2 – 3 $P = \text{konstan}$, pelepasan *heat*, yaitu pada kondensor, dengan
 $q_k = h_2 - h_3$
- 3 – 4 *Throtling*, yaitu pada ekspansi *valve*, dengan
 $h_3 = h_4 = h_{f4} + x (h_1 - h_{f4})$, atau
- 4 - 1

$$x = \frac{h_3 - h_{f4}}{h_1 - h_{f4}}$$
 $P = \text{konstan}$, penyerapan *heat* yaitu pada evaporator, dengan
 Refrigirasi Effeck (RE) = $q_o = h_1 - h_4$

dengan :

- s = *Spesific entropy*, (kJ/(kg.K))
- Q = Kapasitas kalor, (kW)
- v = *Spesific volum*, (m^3/kg)
- q = *Heat* fluks perunit massa, (kW/kg)
- h = *Spesific enthalpy*, (kJ/kg)
- h_f = *Spesific enthalpy* pada saat air jenuh,
- x = (kJ/kg)
- $1,2,3,4$ = Kwalitas uap
 Posisi 1,2,3 dan 4

3. Kesimpulan dan Saran

Perhitungan atau analisa pada siklus yang dapat dilakukan antara lain adalah :

1. Refrigerasi Effek (RE)

Dengan menggunakan persamaan RE adalah:

$$\begin{aligned} RE &= q_o = h_1 - h_4 \\ &= 410 - 254 \\ &= 156 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

2. Massa *flow rate* sirkulasi refrigeran

Dengan menggunakan persamaan massa *flow rate* adalah sebesar:

$$\dot{m} = \frac{\text{Kapasitas refrigerasi}}{RE} = \frac{Q_o}{q_o}$$

dengan : Kapasitas refrigerasi = 3,38 kW

sehinga :

$$\dot{m} = \frac{3,38}{156} = 0,0216 \text{ (kg / s)}$$

3. Fraksi uap refrigeran yang masuk evaporator adalah sebesar

$$x = \frac{h_3 - h_{f4}}{h_1 - h_{f4}} = \frac{254 - 213,53}{410 - 213,53} = 0,206$$

4. Piston *displacement* teoritis pada kompresor

Dengan mengasumsikan efisiensi volumetric kompresor 100%, piston *displacement* dengan menggunakan persamaan (3.8) adalah sebesar

$$V_p = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\eta_v}$$

$$V_p = \frac{0,0216 \times 0,05}{100\%}$$

$$= 0,000108 \text{ m}^3/\text{s} \quad = 0,0648 \text{ m}^3/\text{min}$$

5. Daya kompresor

Daya yang dibutuhkan kompresor pada sistem dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (3.9) adalah sebesar:

$$W = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

$$= 0,0216 (440 - 410)$$

$$= 0,648 \text{ kW}$$

6. Kalor yang hilang pada kondensor

Kalor yang hilang pada kondensor dapat di hitung dengan persamaan (3.10) adalah sebesar:

$$Q_k = \dot{m} (h_2 - h_3)$$

$$= 0,0216 (440 - 254)$$

$$= 4,0176 \text{ kW}$$

7. Coefficient of Performance (COP)

COP yang menyatakan efisiensi mesin refrigrasi adalah perbandingan efek mesin refrigrasi dengan kerja kompresor. COP ini dapat di hitung dengan persamaan (3.6) adalah sebesar:

$$COP = \varepsilon_c = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$= \frac{410 - 254}{440 - 410}$$

$$= 5,2$$

Untuk pemilihan alat kita harus memperhitungkan beban pendinginan yang ada pada lokomotif kereta api.

Dengan hasil perhitungan diatas maka bagi pembaca bisa dimanfaatkan untuk mendesain atau pemilihan peralatan yang dibutuhkan, guna untuk memenuhi kenyamanan yang diinginkan pada lokomotif kereta api.

4. Daftar Pustaka

Carrier Handbook of Air Conditioning System Design,
1965, Mc Graw-hill, inc.,United States of
America

Arora CP, 1981, *Refrigeration an air Condition*, Tata
Mac Graw Hill Comp Limited , New Delhi