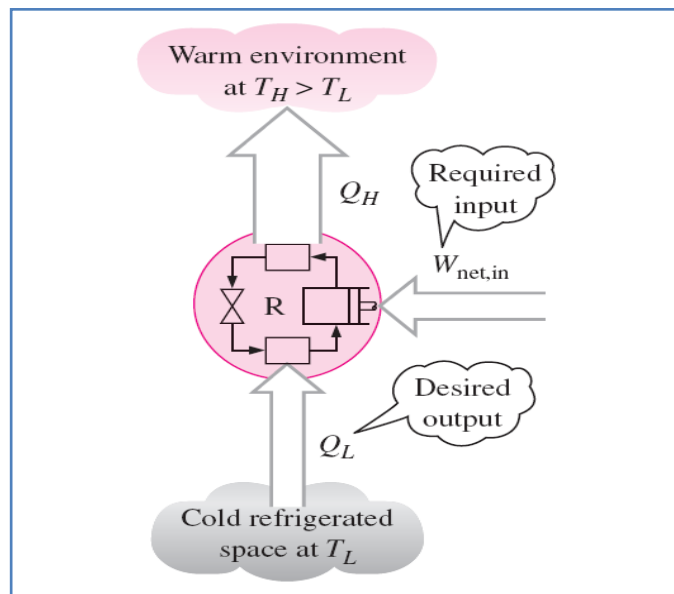


BAB II

DASAR TEORI

2.1. SISTEM REFRIGERASI

Refrigerasi dan penyejuk udara *AC* (*Air Conditioning*) digunakan untuk mendinginkan suatu produk atau lingkungan gedung. Sistem refrigerasi atau penyejuk udara *AC* memindahkan panas dari tangki reservoir energi rendah yang lebih dingin ke tangki reservoir energi tinggi yang lebih hangat. Skema kerja dari sistem refrigerasi dapat dilihat pada Gambar 2.1.



Gambar 2.1 Skema Sistem Refrigerasi [3].

2.1.1 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap

Siklus refrigerasi kompresi uap mengambil keuntungan dari kenyataan bahwa fluida yang bertekanan tinggi pada suhu tertentu cenderung menjadi lebih dingin jika dibiarkan mengembang. Jika perubahan tekanan cukup tinggi, maka gas yang ditekan akan menjadi lebih panas daripada lingkungan (contoh udara diluar) dan gas yang mengembang akan menjadi lebih dingin daripada suhu dingin yang dikehendaki. Dalam kasus ini, fluida digunakan untuk mendinginkan lingkungan bersuhu rendah dan membuang panas ke lingkungan yang bersuhu tinggi.

Siklus refrigerasi kompresi uap memiliki dua keuntungan. Pertama, sejumlah besar energi panas diperlukan untuk merubah cairan menjadi uap, dan oleh karena itu banyak panas yang dapat dibuang dari ruang yang disejukkan. Kedua, sifat-sifat isothermal penguapan membolehkan pengambilan panas tanpa menaikkan suhu fluida kerja. Hal ini berarti bahwa laju perpindahan panas menjadi tinggi, sebab semakin dekat suhu fluida kerja mendekati suhu sekitarnya akan semakin rendah laju perpindahan panasnya [4].

Komponen-komponen utama sistem refrigerasi siklus kompresi uap terdiri dari [5] :

a. Kompresor

Kompresor adalah komponen yang merupakan jantung dari sistem refrigerasi. Kompresor bekerja menghisap uap refrigeran dari evaporator dan mendorongnya dengan cara kompresi agar mengalir masuk ke kondenser. Karena kompresor mengalirkan refrigeran sementara piranti ekspansi membatasi alirannya, maka di antara kedua komponen itu terbangkitkan perbedaan tekanan, yaitu: di kondenser tekanan refrigeran menjadi tinggi (*high pressure* – HP), sedangkan di evaporator tekanan refrigeran menjadi rendah (*low pressure* – LP).

b. Kondensor

Kondenser adalah komponen di mana terjadi proses perubahan fasa refrigeran, dari fasa uap menjadi fasa cair. Dari proses kondensasi (pengembunan) yang terjadi di dalamnya itulah maka komponen ini mendapatkan namanya. Proses kondensasi akan berlangsung apabila refrigeran dapat melepaskan kalor yang dikandungnya. Kalor tersebut dilepaskan dan dibuang ke lingkungan. Agar kalor dapat lepas ke lingkungan, maka suhu kondensasi harus lebih tinggi dari suhu lingkungan. Karena refrigeran adalah zat yang sangat mudah menguap, maka agar dapat dia dikondensasikan haruslah dibuat bertekanan tinggi. Maka, kondenser adalah bagian di mana refrigeran bertekanan tinggi ($P_{cond} = \text{high pressure}$ –HP).

c. Katup ekspansi atau pipa kapiler

Piranti ini berfungsi untuk menurunkan tekanan dan temperatur refrigeran. Pada dasarnya alat ini bekerja seperti sebuah gerbang yang mengatur banyaknya

refrigeran cair yang boleh mengalir dari kondenser ke evaporator . Oleh sebab itu alat ini sering juga dinamakan *refrigerant flow controller*. Proses yang berlangsung dalam piranti ini biasanya disebut *throttling process*. Besarnya laju aliran refrigeran merupakan salah satu faktor yang menentukan besarnya kapasitas refrigerasi. Untuk sistem refrigerasi yang kecil, maka laju aliran refrigeran yang diperlukan juga kecil saja. Sebaliknya unit atau sistem refrigerasi yang besar akan mempunyai laju aliran refrigeran yang besar pula.

d. Evaporator

Evaporator adalah komponen di mana cairan refrigeran yang masuk ke dalamnya akan menguap. Proses penguapan (*evaporation*) itu terjadi karena cairan refrigeran menyerap kalor, yaitu yang merupakan beban refrigerasi sistem.

Siklus refrigerasi ditunjukkan dalam Gambar 2.2 dan Gambar 2.3 dan dapat dibagi menjadi tahapan-tahapan berikut [3]:

- a. 1 – 2. Refrigeran dalam bentuk uap masuk menuju kompresor dimana tekanannya dinaikkan. Suhu kemudian juga akan meningkat, sebab bagian energi yang menuju proses kompresi dipindahkan ke refrigeran. Oleh karena itu kompresor membutuhkan kerja \dot{W}_{in} .

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

Dimana: \dot{m} = laju aliran massa refrigerant (kg/s)

h = enthalpy (kJ/kg)

- b. 2 – 3. Superheated gas bertekanan tinggi lewat dari kompresor menuju kondenser. Bagian awal proses refrigerasi menurunkan panas superheated gas sebelum gas ini dikembalikan menjadi bentuk cairan. Refrigerasi untuk proses ini biasanya dicapai dengan menggunakan udara atau air. Penurunan suhu lebih lanjut terjadi pada pekerjaan pipa dan penerima cairan, sehingga cairan refrigeran didinginkan ke tingkat lebih rendah ketika cairan ini menuju alat ekspansi. Jadi laju perpindahan panas dari kondensor ke lingkungan adalah.

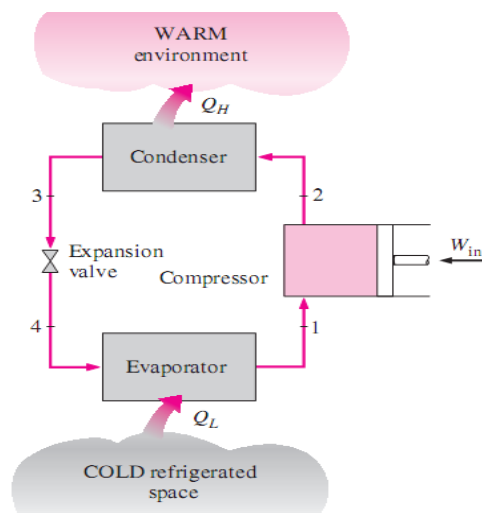
$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2.2)$$

- c. 3 – 4. Cairan yang sudah didinginkan dan bertekanan tinggi melintas melalui peralatan ekspansi, yang mana akan mengurangi tekanan dan mengendalikan aliran menuju evaporator. Proses ini terjadi secara adiabatik sehingga tidak ada panas yang keluar ataupun masuk.

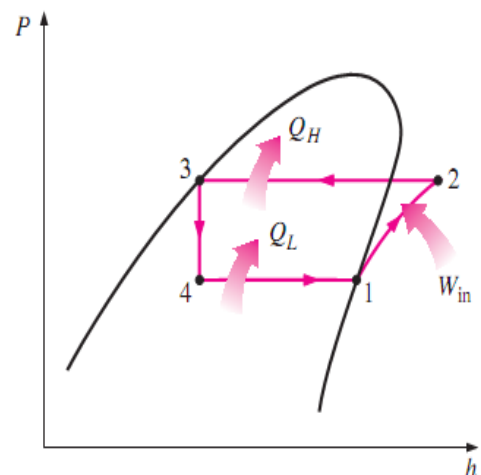
$$h_4 = h_3 \quad (2.3)$$

- d. 4 – 1. Cairan refrigeran dalam evaporator menyerap panas dari sekitarnya, biasanya udara, air atau cairan proses lain. Selama proses ini cairan merubah bentuknya dari cair menjadi gas, dan pada keluaran evaporator gas ini masuk kembali ke kompresor. Besarnya panas yang diserap oleh evaporator disebut dengan *kapasitas refrigerasi* atau *beban pendinginan* \dot{Q}_{in} .

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.4)$$



Gambar 2.2 Skema Siklus Kompresi Uap [3].



Gambar2.3 Diagram P-h Siklus Kompresi Uap [3].

Kondenser harus mampu membuang panas gabungan yang masuk evaporator dan kondenser. Dengan kata lain: $(1 - 2) + (4 - 1)$ harus sama dengan $(2 - 3)$. Melalui alat ekspansi tidak terdapat panas yang hilang maupun yang diperoleh. Sehingga dapat ditulis persamaan energi sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{out} - \dot{Q}_{in} \quad (2.5)$$

Koefisien kinerja atau *coefficient of performance* (COP) siklus refrigersai ini merupakan perbandingan antara jumlah energi yang diterima sistem dari benda dingin \dot{Q}_{in} dengan kerja neto yang dipindahkan kedalam sistem \dot{W}_{in} . Dengan demikian koefisien kinerja β dapat dituliskan sebagai [7]:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{W}_{in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.6)$$

2.2. EJECTOR REFRIGERATION SYSTEM

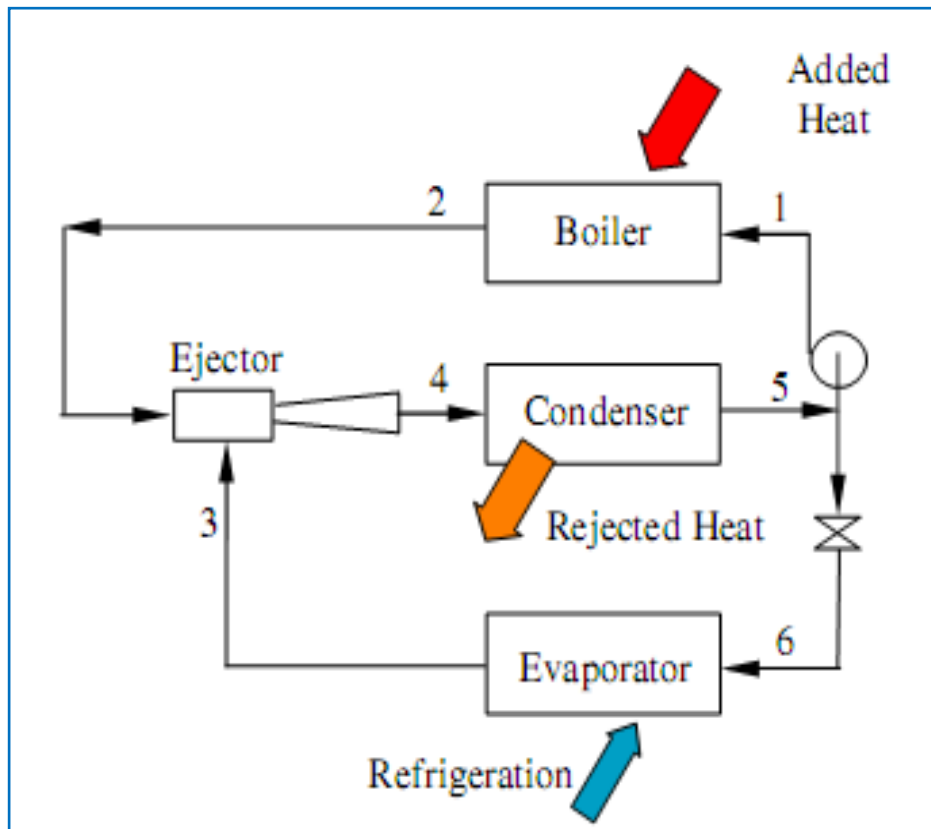
Teknologi *ejector refrigeration* telah lama diketahui dan dikembangkan, pertama kali ditemukan oleh Le Blance dan Charles Parsons awal tahun 1900 [1].

Ejector refrigeration nampaknya dapat diaplikasikan menjadi sistem yang tepat untuk sistem refrigerasi skala besar pada situasi krisis energi sekarang ini. Karena *ejector refrigeration* dapat memanfaatkan panas buang dari *power plants*, ruang pembakaran dan pada proses-proses industri lainnya dan digunakan untuk menghaslkan proses refrigerasi atau pendinginan. Selain itu siklus *ejector refrigeration* memiliki konstruksi yang sederhana serta sedikit bagian bergerak sehingga secara ekonomis lebih rendah biaya perawatan dan operasionalnya dibanding siklus kompresi uap [2]. Tabel 2.1 adalah perbandingan biaya perawatan dan operasional antara siklus kompresi uap dan siklus *ejector refrigeration* yang dilakukan oleh Nguyen [9].

Tabel 2.1 Tabel Perbandingan Biaya Operasi Antara Siklus Kompresi Uap dan Siklus *Ejector Refrigeration* [9]

	Vapour compression	Ejector refrigeration
Total electricity consumption (kW)	2.5	0.3
Cost of electricity (£/kW h)	0.07	0.07
Energy cost (£/h)	0.18	0.021
Running time (h/year)	600	600
Annual energy cost (£)	108	12.6
Service interval (year)	0.5	-
Estimated service cost (£)	120	-
Annual service cost (£)	240	-
Annual running cost (£)	348	12.6

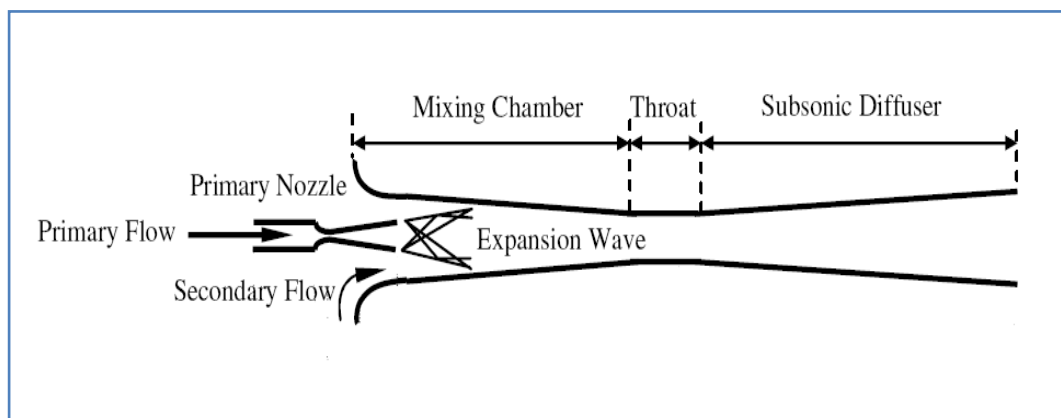
Gambar 2.4 menunjukkan skema dari siklus *ejector refrigeration*. *Boiler*, *ejector* dan pompa digunakan sebagai pengganti kompresor pada siklus kompresi uap. Prosesnya berawal dari tekanan dan temperatur tinggi yang dihasilkan dari *boiler* disebut dengan *primary flow* atau *motive flow* yang masuk ke *ejector* dengan kecepatan *supersonic*. Sehingga menghasilkan tekanan yang rendah dari fluida refrigeran didalam *evaporator* dan mengakibatkan refrigeran menguap pada temperatur yang lebih rendah, lalu masuk ke *ejector* dan disebut *secondary flow*. Kemudian kalor yang diserap evaporator merupakan kapasitas dari refrigerasi [1]. Jadi dapat dilihat performansi refrigerasi dari siklus ini tergantung pada kemampuan *ejector* meningkatkan *flow rate* refrigerasi yang melalui *evaporator* atau parameter ini biasa disebut *entrainment ratio*.



Gambar 2.4 Skema *Ejector Refrigeration* [1].

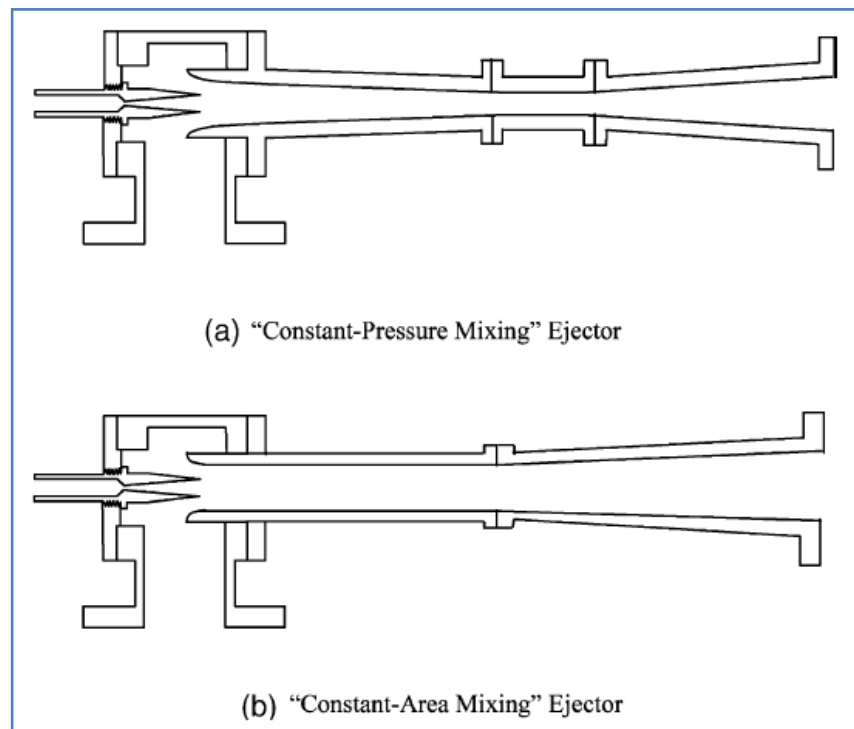
2.2.1. Bagian-bagian *Ejector*

Ejector mempunyai empat bagian utama yaitu *primary nozzle*, *mixing chamber* (*suction chamber*), *constan-area section* (*throat*) dan *subsonic diffuser*. Pada Gambar 2.5 menjelaskan bagian-bagian dari *ejector*.



Gambar 2.5 Bagian-bagian *Ejector* [2].

Berdasarkan posisi dari ujung *nozzle*, desain *ejector* dapat diklasifikasikan menjadi dua kategori. Yang pertama untuk posisi ujung *nozzle* pada *constant-area mixing* disebut “*constant-area mixing ejector*”, sehingga *primary flow* dan *secondary flow* bertemu di *constant-area section*. Untuk posisi ujung *nozzle* terletak di *suction chamber* yaitu didepan *constant-area section* disebut “*constant-pressure mixing ejector*”, sehingga percampuran antara *primary flow* dan *secondary flow* terjadi di *suction chamber* dengan tekanan konstan. Dan *constant-pressure ejector* mempunyai kinerja yang lebih baik serta lebih banyak digunakan daripada *constant-area ejector* [1]. Perbedaan dari dua kategori *ejector* tersebut dapat dilihat pada Gambar 2.6.

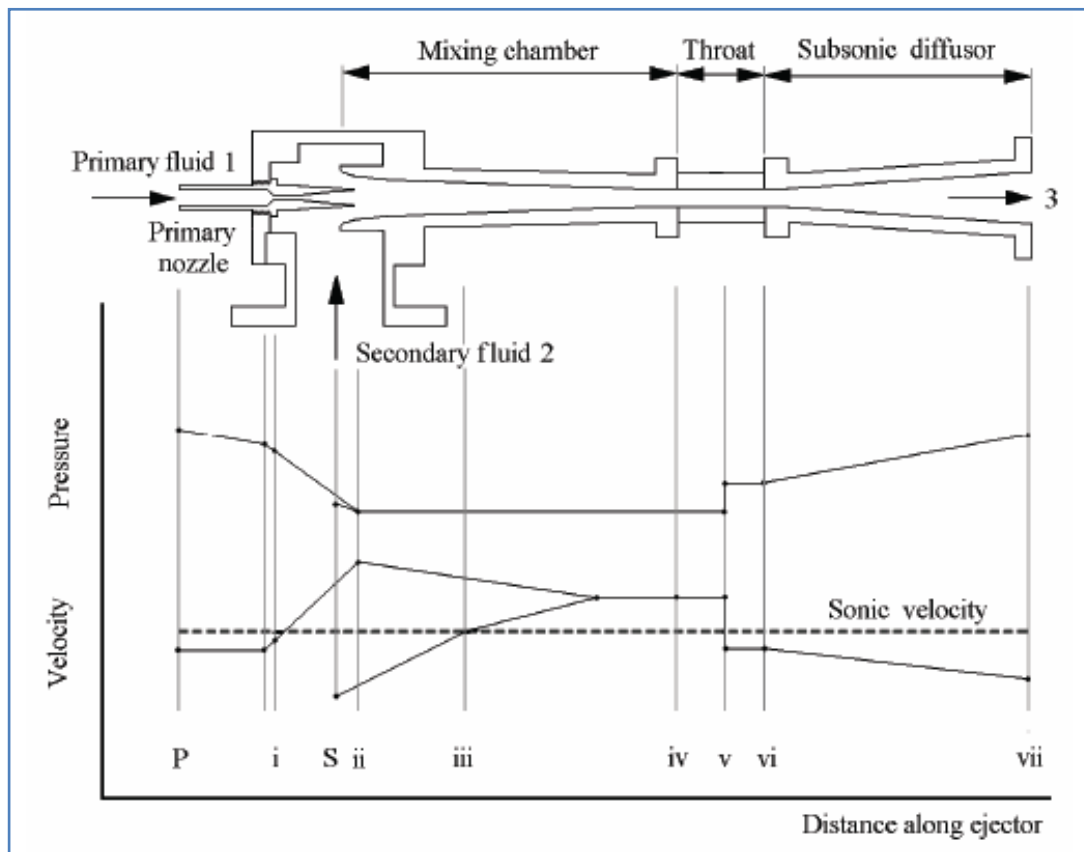


Gambar 2.6 Klasifikasi *ejector* berdasar posisi *nozzle* [1].

2.2.2. Karakteristik Operasi *Ejector*

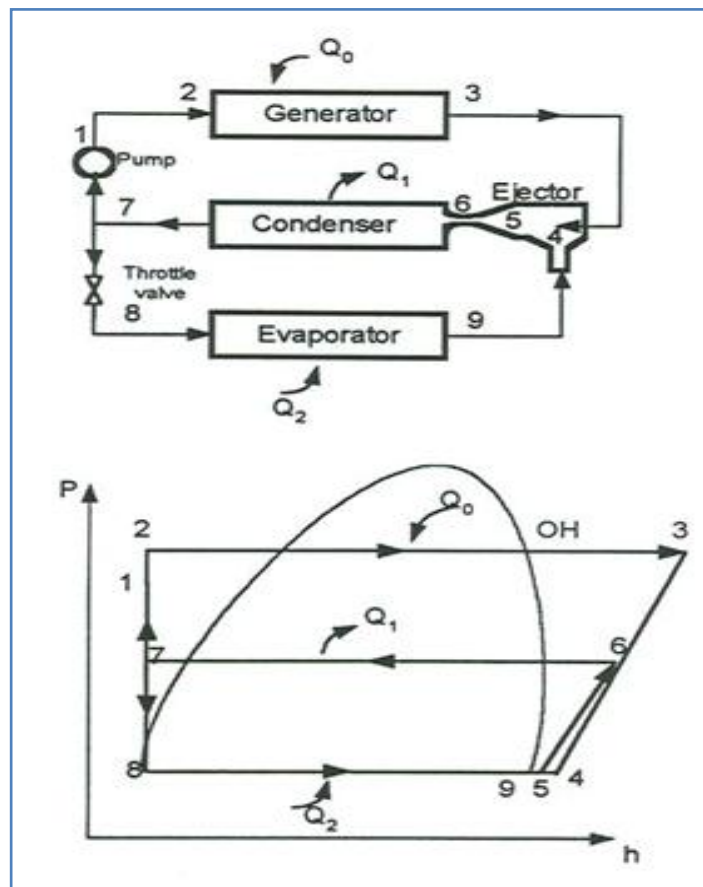
Gambar 2.7 menunjukkan profil kecepatan dan tekanan sepanjang *ejector*, dapat dilihat uap bertekanan tinggi (P) yang di sebut *primary fluid* masuk dan dipercepat melalui *nozzle* (i), kemudian keluar dengan kecepatan *supersonic* (ii).

Dan menghasilkan tekanan rendah yang kemudian menarik uap dari *evaporator* yang disebut *secondary flow* (S) dan kemudian bersama *primary fluid* masuk ke *mixing chamber* yang akhirnya masuk ke *throat* (iv) dan terjadi *normal shock* (v) sesaat sebelum keluar melalui *subsonic diffuser*.



Gambar 2.7 Profil tekanan dan kecepatan sepanjang *ejector* [2].

2.2.3. Performa *Ejector Refrigeration System*



Gambar 2.8 P-h diagram *ejector refrigeration system* [7].

Gambar 2.8 merupakan P-h diagram *ejector refrigeration system*. Pada sistem refrigerasi ini, *ejector* berfungsi sebagai pengganti kompresor yaitu menaikkan tekanan serta mensirkulasikan refrigerant dari evaporator menuju kondenser. Dengan demikian bahwa *ejector* membawa atau mengambil uap refrigeran dari *evaporator*. Kemampuan *ejector* untuk mengambil uap refrigeran (*secondary flow*) dapat dinyatakan dengan *entrainment ratio* ω yaitu perbandingan antara laju aliran massa dari *evaporator* (*secondary flow* \dot{m}_s) dengan laju aliran massa dari *boiler* yang melalui *nozzle* (*primary flow* \dot{m}_p) [7].

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (2.7)$$

Kemudian COP dari sistem ini dapat dilihat pada Persamaan 2.8.

$$COP = \frac{\text{heat absorbed at the evaporator}}{\text{heat input at the boiler}} = \frac{Q_2}{Q_0} \quad (2.8)$$

Jadi COP dari sistem

$$COP = \frac{\dot{m}_s (h_9 - h_8)}{\dot{m}_p (h_3 - h_2)} \quad (2.9)$$

$$COP = \omega \frac{(h_9 - h_8)}{(h_3 - h_2)} \quad (2.10)$$

Jadi semakin besar nilai *entrainment ratio* maka dapat meningkatkan nilai kapasitas pendinginan sehingga nilai COP juga akan meningkat.

Selain itu ada dua parameter lagi yang biasa digunakan untuk menunjukkan performa dari *ejector*, yaitu *compression ratio* [10] dapat dilihat pada Persamaan 2.11 dan *expansion ratio* [10] dapat dilihat pada Persamaan 2.12.

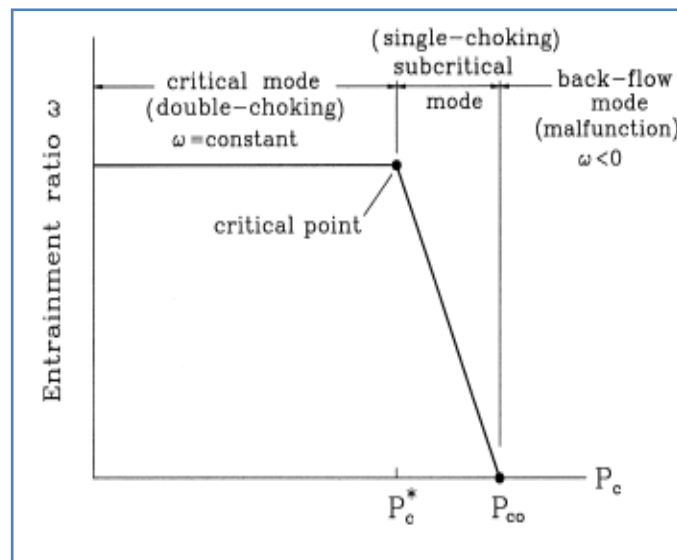
$$CR = \frac{P_c}{P_e} \quad (2.11)$$

$$EXR = \frac{P_b}{P_e} \quad (2.12)$$

Pada *constant-pressure ejector* diasumsikan bahwa aliran *primary* dan *secondary* bercampur pada *mixing chamber* dengan tekanan yang konstan. Disini timbul dua fenomena *choking*, yang pertama pada aliran primer yang melintas keluar *nozzle*, dan *choking* yang kedua pada aliran yang dibawa yaitu akibat percepatan dari aliran sekunder menjadi supersonik di *constant-area section*. Dan *entrainment ratio* yang dihasilkan bervariasi menurut perubahan *back pressure* dengan *secondary pressure* (P_e) dan *primary pressure* (P_m) tetap. Sehingga kinerja dari *ejector* dapat dibagi menjadi tiga mode operasional, mengacu pada *back pressure* (P_c) [6].

Gambar 2.9 merupakan garis kondisi operasi pada sebuah *ejector*, sehingga dapat diketahui bahwa pada tekanan *back pressure* berapa kinerja terbaik dari *ejector*:

1. *Double-choking* atau *critical mode* pada $P_c \leq P_c^*$, yaitu *primary flow* dan *secondary flow* keduanya *choking* dan *entrainment ratio* adalah konstan, $\omega = \text{konstan}$.
2. *Single-choking* atau *subcritical mode* pada $P_c^* < P_c < P_{co}$, yaitu hanya *primary flow* saja yang terkena *choke* and ω berubah menurut *back pressure* (P_c).
3. *Back-flow* atau *malfunction mode* pada $P_c \geq P_{co}$, yaitu *primary flow* dan *secondary flow* keduanya tidak ada *choke* dan aliran *secondary* membalik (*malfunction*), $\omega \leq 0$.



Gambar 2.9 Kondisi operasi *ejector refrigeration system* [6].

2.3.ALIRAN KOMPRESIBEL

Ketika suatu fluida bergerak dengan perubahan densitas secara signifikan maka aliran tersebut dikatakan aliran *kompresibel*. Ada dua fenomena yang mungkin terjadi pada aliran kompresibel. Yang pertama adalah *choking*, dimana laju aliran masa pada *duct* dibatasi oleh kondisi sonik. Dan yang kedua *shock waves*, dimana properti berubah pada aliran supersonik.

2.3.1 *Mach Number*

Parameter yang menjadi acuan utama untuk menentukan suatu aliran kompresibel atau tidak, dilihat dari nilai *Mach Number* (Ma), yang didefinisikan sebagai rasio antara kecepatan aliran lokal terhadap kecepatan suara lokal [8].

$$Ma = \frac{V}{c} \quad (2.13)$$

Rentang nilai *Mach Number* dapat diklasifikasikan sebagai berikut [8]:

- a. $Ma < 0.3$: aliran dikatakan inkompresibel, dimana perubahan densitas diabaikan.
- b. $0.3 < Ma < 0.8$: aliran subsonik, dimana perubahan densitas sangat penting tetapi tidak ada *shock*.
- c. $0.8 < Ma < 1.2$: aliran transonik, yaitu daerah antara subsonik dan supersonik dimana *shock* pertama kali muncul.
- d. $1.2 < Ma < 3.0$: aliran supersonik, terdapat gelombang *shock*.
- e. $3.0 < Ma$: aliran hipersonik, dimana *shock* dan aliran berubah secara kuat.

Sedangkan kecepatan suara untuk pada gas ideal sendiri merupakan fungsi dari temperatur dan didefinisikan sebagai:

$$c = \sqrt{kRT} \quad (2.14)$$

Dimana: V = kecepatan aliran (m/s)

c = kecepatan suara (m/s)

k = rasio spesifik panas $\left(k = \frac{c_p}{c_v} \right)$

Sedangkan untuk kecepatan suara pada beberapa material umum dapat dilihat pada Tabel 2.2.

Tabel.2.2 Kecepatan Suara Pada Beberapa Material [8]

Material	a , ft/s	a , m/s
Gases:		
H ₂	4,246	1,294
He	3,281	1,000
Air	1,117	340
Ar	1,040	317
CO ₂	873	266
CH ₄	607	185
²³⁸ UF ₆	297	91
Liquids:		
Glycerin	6,100	1,860
Water	4,890	1,490
Mercury	4,760	1,450
Ethyl alcohol	3,940	1,200
Solids:*		
Aluminum	16,900	5,150
Steel	16,600	5,060
Hickory	13,200	4,020
Ice	10,500	3,200

*Plane waves. Solids also have a *shear-wave speed*.

2.3.2 Teori Gas Ideal

Penemuan teori gas ideal diawali pada tahun 1662 Robert Boyle melakukan experiment dan menghasilkan bahwa massa gas (jumlah mol) dan temperatur suatu gas dijaga konstan, sementara volume gas diubah ternyata tekanan yang dikeluarkan gas juga berubah sedemikian hingga perkalian antara tekanan (P) dan volume (V) , selalu mendekati konstan. Dengan demikian suatu kondisi bahwa gas tersebut adalah gas sempurna (ideal).

$$P_1V_1 = P_2V_2 = \text{konstan} \quad (2.15)$$

Kemudian pada tahun 1802, J. Charles and J. Gay-Lussac, melakukan experiment dan menghasilkan bahwa volume gas pada tekanan rendah berbanding lurus dengan temperaturnya yaitu [3] :

$$Pv = RT \quad (2.16)$$

Kemudian untuk keadaan gas pada dua keadaan yang berbeda dapat ditulis sebagai berikut :

$$\frac{P_1v_1}{T_1} = \frac{P_2v_2}{T_2} \quad (2.17)$$

Dimana: p = tekanan (Pa) T = temperatur (K)
 v = densitas (m^3/kg)

R adalah konstanta gas $R = \frac{R_u}{M_m}$ (Nm/kgK), perbandingan antara konstanta gas universal $R_u=8314$ (Nm/kmol.K) dengan massa molekul gas M_m dapat dilihat pada Tabel A-1.

2.3.3 Aliran Isentropik

a. Persamaan Kontinuitas

Persamaan dasar:

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

$$0 = \left[\rho_1 V_1 A_1 \right] - \left[\rho_2 V_2 A_2 \right]$$

Asumsi: aliran steady dan satu dimensional

Menggunakan besaran skalar yang biasa dalam bentuk:

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 = \rho V A = \dot{m} = \text{konstan} \quad (2.18)$$

b. Persamaan Momentum

Persamaan dasar:

$$F_{S_x} + F_{B_x} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} V_x \rho dV + \int_{CS} V_x \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

dengan asumsi steady, $F_{B_x}=0$ dan R_x sebagai gaya tekan dinding maka

$$R_x + p_1 A_1 - p_2 A_2 = V_1 \left[\rho_1 V_1 A_1 \right] - V_2 \left[\rho_2 V_2 A_2 \right]$$

Dengan menggunakan besaran skalar

$$R_x + p_1 A_1 - p_2 A_2 = \dot{m} V_2 - \dot{m} V_1 \quad (2.19)$$

c. Hukum I Termodinamika

$$\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \rho dV + \int_{CS} (\epsilon + pv) \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

dimana

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz$$

Asumsi: - $\dot{Q} = 0$

- $\dot{W}_s = 0$

- $\dot{W}_{shear} = \dot{W}_{other} = 0$

- gravitasi diabaikan

$$0 = \left(u_1 + p_1 v_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) \rho_1 V_1 A_1 - \left(u_2 + p_2 v_2 + \frac{V_2^2}{2} \right) \rho_2 V_2 A_2$$

Dengan mensubstitusikan $h = u + pv$ didapat

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} = h + \frac{V^2}{2} = \text{konstan}$$

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} \quad (2.20)$$

Dimana h_0 adalah entalpi kondisi stagnasi yaitu pada kecepatan nol [8].

2.3.4 Aliran Isentropik dengan Perubahan Area

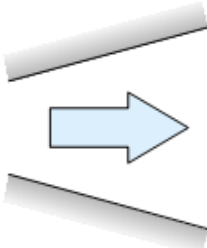
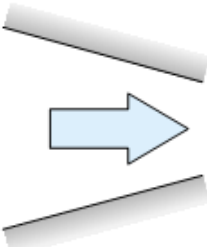
Efek perubahan area dalam aliran isentropik berpengaruh khususnya pada tekanan dan kecepatan. Perubahan area (dA) tersebut dapat mengubah nilai tekanan (dp) dan kecepatan (dV) baik positif maupun negatif.

$$\frac{dA}{A} = \frac{dp}{\rho V^2} \left[-M^2 \right] \quad (2.21)$$

Pada Persamaan 2.21 jika $Ma < 1$, area berubah akan menyebabkan tekanan berubah sesuai tanda perubahan area (jika dA positif berarti dp positif untuk $Ma < 1$). Untuk $Ma > 1$, maka perubahan area berlawanan dengan perubahan tekanan.

$$\frac{dA}{A} = \frac{-dV}{V} \left[1 - M^2 \right] \quad (2.22)$$

Pada Persamaan 2.22 jika $Ma < 1$, perubahan area menyebabkan kecepatan berubah berlawanan tanda (jika dA positif berarti dV negatif untuk $Ma < 1$). Untuk $Ma > 1$, perubahan area menyebabkan perubahan kecepatan sesuai dengan tanda [8]. Gambar 2.10 menjelaskan tentang *nozzle* dan *diffuser* terhadap bilangan *Mach*.

Duct geometry	Subsonic $Ma < 1$	Supersonic $Ma > 1$
	$dA > 0$ $dV < 0$ $dp > 0$ Subsonic diffuser	$dV > 0$ $dp < 0$ Supersonic nozzle
	$dA < 0$ $dV > 0$ $dp < 0$ Subsonic nozzle	$dV < 0$ $dp > 0$ Supersonic diffuser

Gambar 2.10 Efek bilangan *mach* pada *nozzle* dan *diffuser* [8].

Perbandingan tekanan terhadap perubahan area dapat dinyatakan dengan kondisi stagnasi [8]:

$$\frac{p_0}{p} = \left[1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right]^{k/(k-1)} \quad (2.23)$$

Untuk kondisi kritis dimana nilai bilangan $Ma = 1$ dapat dinyatakan sebagai berikut

$$\frac{p_0}{p^*} = \left[1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.24)$$

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M} \left[\frac{1 + \frac{k-1}{2} M^2}{1 + \frac{k-1}{2}} \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (2.25)$$

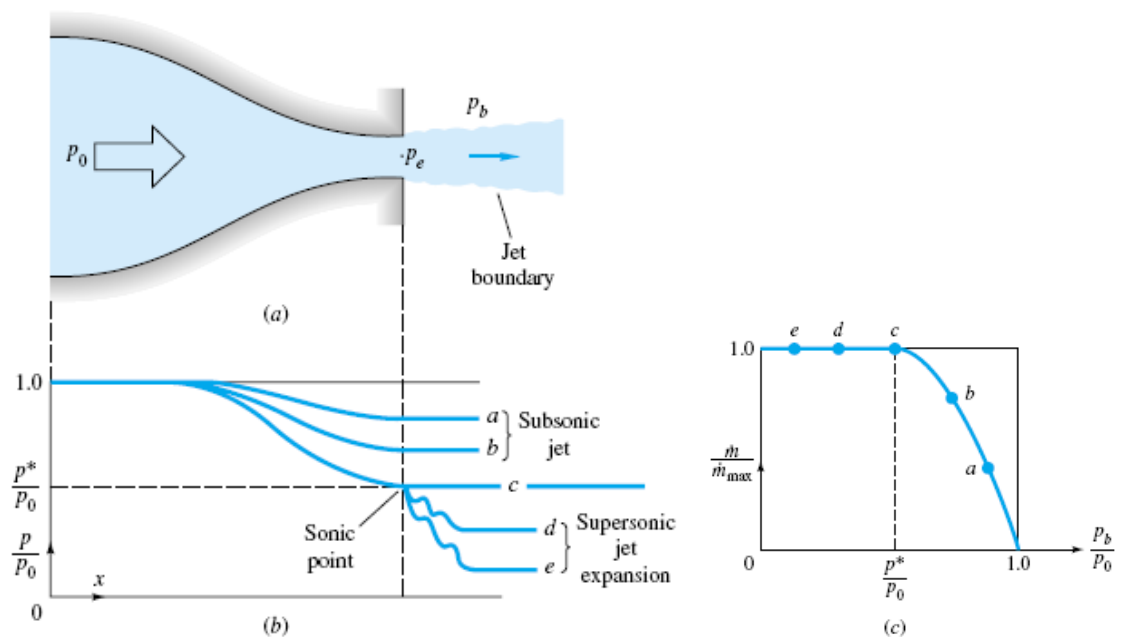
Dimana: $A = \text{area (m}^2\text{)}$
 $A^* = \text{area kritis (m}^2\text{)}$
 $p_0 = \text{tekanan stagnasi (Pa)}$
 $p^* = \text{tekanan kritis (Pa)}$

2.3.5 *Converging Nozzle*

Gambar 2.11a adalah *converging nozzle* dengan tekanan masuk P_0 kemudian aliran ditimbulkan dengan menurunkan tekanan keluar dibawah P_0 yaitu P_b dari keadaan a sampai e yang dapat dilihat pada Gambar 2.11b dan c .

Untuk penurunan tekanan P_b pada keadaan a dan b , tekanan *throat* lebih besar dari tekanan keluar kritis P^* (tekanan keluar kritis P^* adalah tekanan keluar maximum dimana kecepatan *throat* masih dalam keadaan *sonic*) sehingga kecepatan pada *throat nozzle* adalah *subsonic*. Dan laju aliran massa yang terjadi dibawah laju aliran massa maximum \dot{m}_{\max} . Untuk kondisi c tekanan keluar sama dengan tekanan kritis P^* sehingga kecepatan *throat* menjadi *sonic*. Dan laju aliran massa yang terjadi adalah laju aliran massa maximum \dot{m}_{\max} .

Kemudian ketika P_b diturunkan pada tekanan dibawah P^* yaitu pada keadaan d atau e , *nozzle* sudah tidak merespon lagi perubahan tekanan keluar karena sudah dalam keadaan *choked* pada laju aliran massa maximum ini. Dan aliran keluar dengan kecepatan *supersonic* sehingga tekanan keluar dapat turun dari P^* ke P .

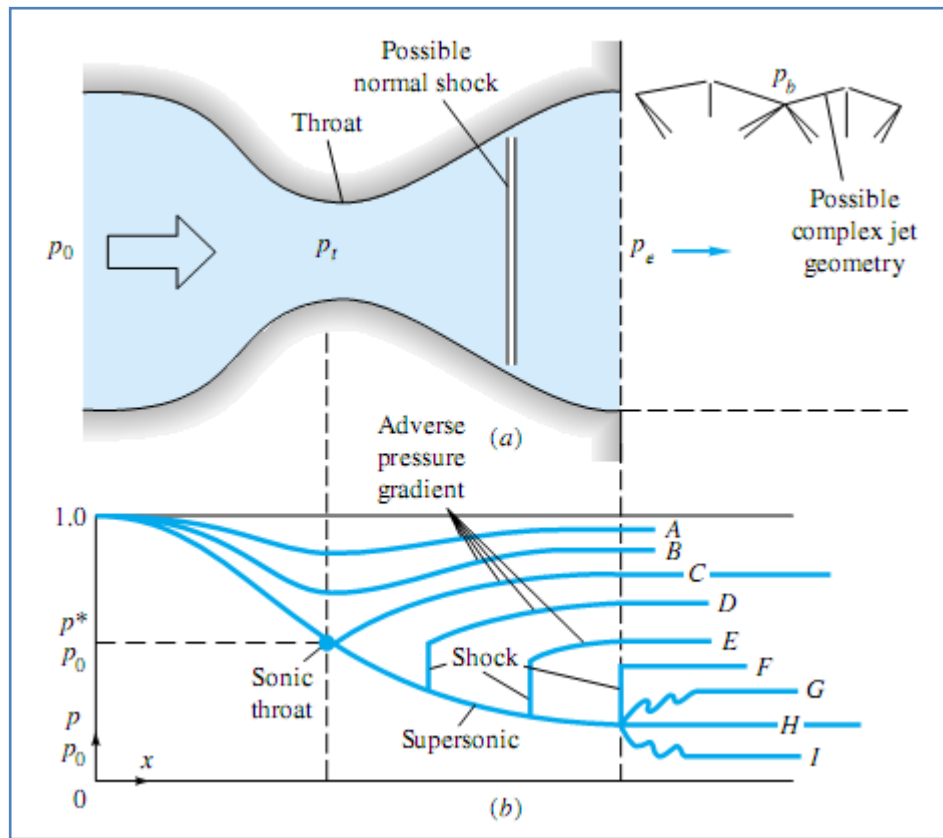


Gambar 2.11 Karakteristik aliran *converging nozzle* dengan berbagai tekanan keluar.

2.3.6 *Converging-Diverging Nozzle*

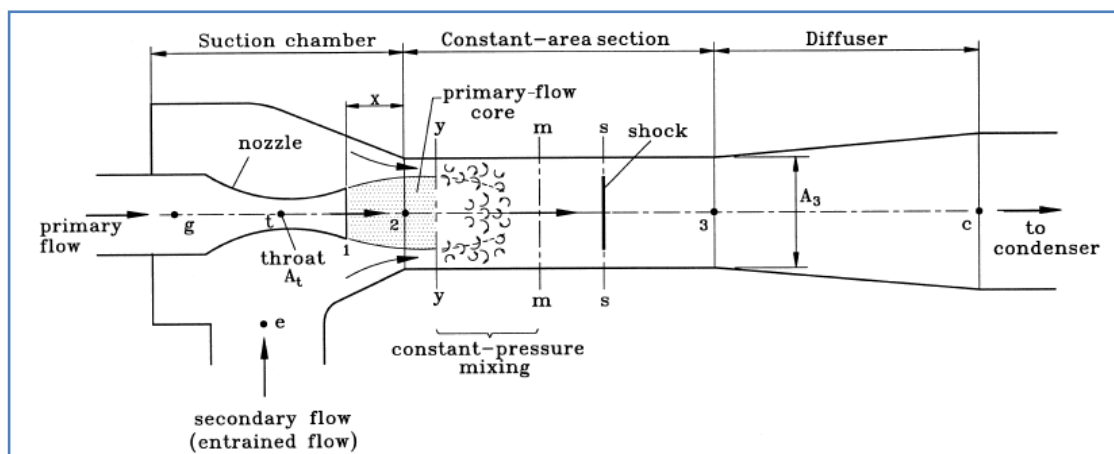
Nozzle dengan bagian konverging dan diverging mempunyai karakteristik operasi seperti pada Gambar 2.12. Jika *back pressure* (P_b) rendah maka dapat terjadi aliran supersonik serta *shock* pada bagian diverging. Pada kurva A dan B *back pressure* kurang rendah untuk membuat aliran sonik di *throat*, dan aliran melintas secara subsonik.

Untuk kurva C area rasio $\frac{A_e}{A_t}$ (perbandingan area bidang keluar *nozzle* A_e dan area *throat* A_t) sama dengan rasio kritis $\frac{A_e}{A^*}$ yaitu bilangan $Ma=1$ pada *throat*, tetapi aliran masih subsonik pada bidang keluar *nozzle*. *Back pressure* antara C dan H pada *throat* aliran sonik dan timbul *shock*, mendekati *back pressure* H pada diverging alirannya supersonik. Untuk G dan I *shock* timbul secara kompleks dan beruntun di bagian luar.



Gambar 2.12 Operasi pada *converging* dan *diverging nozzle* [8].

2.4. ANALISA SATU DIMENSI DARI EJECTOR



Gambar 2.13 Skema aliran di dalam *ejector* [6].

Gambar 2.13 adalah bentuk aliran yang terjadi di dalam ejector. Uap keluar dari *nozzle* pada posisi 1, kemudian menghisap dan mulai bercampur dengan *secondary flow* di *y* dan mengalami tekan *constant* sampai *m* dan akhirnya keluar dari *throat* pada posisi 3.

Untuk analisa satu dimensi *primary flow* dari *ejector* adalah sebagai berikut, dengan tekanan *boiler* P_b dan temperatur *boiler* T_b serta diameter *throat nozzle* A_t maka dapat diketahui laju aliran masa yang keluar dari *nozzle* \dot{m}_p yaitu [6]:

$$\dot{m}_p = \rho A_t V \quad (2.26)$$

Berikut adalah tekanan, masa jenis, temperature serta kecepatan suara ketika $M=1$

$$\begin{aligned} \frac{P^*}{P} &= \left[\frac{2}{k+1} \right]^{k/(k-1)} & \frac{\rho^*}{\rho} &= \left[\frac{2}{k+1} \right]^{1/(k-1)} \\ \frac{T^*}{T} &= \frac{2}{k+1} & \frac{a^*}{a} &= \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/2} \end{aligned} \quad (2.27)$$

Jadi untuk laju aliran massa pada saat $M=1$ dengan $V^* = \sqrt{kRT}$ maka

$$\dot{m}_p = \rho^* A_t V^* \quad (2.28)$$

$$\dot{m}_p = \rho \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/(k-1)} A_t \left(\frac{2k}{k+1} RT \right)^{1/2} \quad (2.29)$$

$$\dot{m}_p = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)} A_t \rho \left(RT \right)^{3/2}} \quad (2.30)$$

Dengan $P = \rho RT$ asumsi yang dilakukan untuk membuat analisa :

- Fluida yang bekerja adalah gas ideal dengan c_p dan k adalah konstan.
- Aliran didalam *ejector* adalah *steady* dan satu dimensi.
- Energi kinetik pada *primary* dan *secondary flow* serta keluar *diffuser* ditiadakan.
- Untuk penyederhanaan model satu dimensi, hubungan isentropik digunakan sebagai perkiraan. Tetapi sebagai catatan untuk proses tidak ideal, efek dari

gesekan dan kehilangan saat percampuran digunakan koefisien pada hubungan isentropik. Koefisien ini berhubungan dengan efisiensi isentropik dan membutuhkan eksperimen.

- e. Setelah keluar dari *nozzle*, *primary flow* mengalir tanpa bercampur dengan *secondary flow* sampai bagian y-y yaitu pada *constant area section*.
- f. Kedua aliran mulai bercampur pada bagian y-y dengan tekanan yang seragam yaitu $P_{py} = P_{sy}$ sebelum terjadinya *shock* pada bagian s-s.
- g. Aliran percampuran mengalami *choked* pada bagian y-y.
- h. Dinding bagian dalam *ejector* adalah adiabatik, maka persamaanya menjadi :

$$\dot{m}_p = \frac{A_t P}{\sqrt{T}} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (2.31)$$

Persamaan diatas adalah laju aliran massa yang keluar dari *nozzle* untuk gas ideal, kemudian untuk suatu fluida kompresibel lain dengan efisiensi isentropis tertentu B.J. Huang [6] menambahkan faktor efisiensi isentropis (η_p) kedalam persamaan, sehingga persamaanya menjadi :

$$\dot{m}_p = \frac{A_t P_b}{\sqrt{T}} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \eta_p \quad (2.32)$$

Kemudian untuk mencari tekanan pada posisi 1 yaitu pada saat keluar *nozzle* menggunakan Persamaan 2.33 di bawah ini :

$$\frac{P_b}{P_{p1}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{p1}^2 \right)^{k/k-1} \quad (2.33)$$

Karena *ejector* ini adalah *ejector constant pressure* maka $P_{py} = P_{sy} = P_m$ dan P_{sy} dapat diketahui menggunakan Persamaan 2.34 dengan asumsi $M_{sy} = 1$ [6].

$$\frac{P_e}{P_{sy}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{sy}^2 \right)^{k/k-1} \quad (2.34)$$

Setelah didapatkan $P_{py} = P_{sy} = P_m$ Persamaan 2.35 digunakan untuk mencari M_{py} yaitu kecepatan *primary flow* pada posisi y .

$$\frac{P_{py}}{P_{p1}} = \left(\frac{1 + (k - 1/2)M_{p1}^2}{1 + (k - 1/2)M_{py}^2} \right)^{k/k-1} \quad (2.35)$$

Dua aliran mulai bercampur pada posisi y kemudian sepenuhnya bercampur pada posisi m kemudian kecepatan aliran dapat dihitung dengan Persamaan 2.36 dengan $\varphi_m = 0,84$ [6] adalah *friction loss*.

$$V_m = \frac{\varphi_m (\dot{m}_p V_{py} + \dot{m}_s V_{sy})}{\dot{m}_p + \dot{m}_s} \quad (2.36)$$

Kemudian untuk menghitung kecepatan dan tekanan pada posisi 3 menggunakan Persamaan 2.37 dan 2.38 dengan $P_c = 101325 \text{ Pa}$.

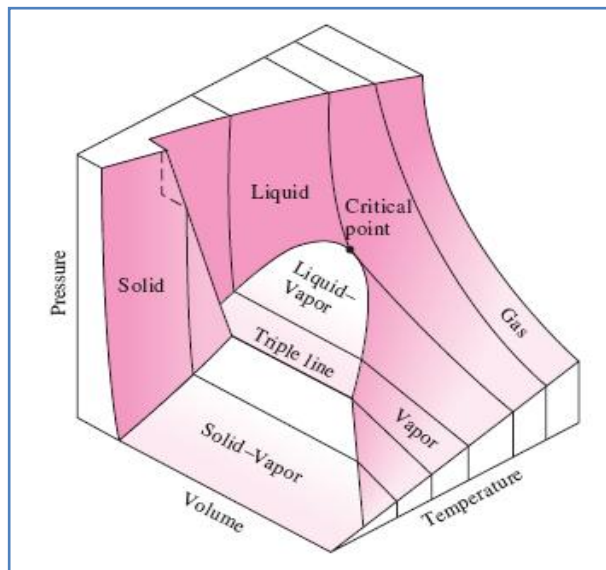
$$\frac{P_c}{P_3} = \left(1 + \frac{2k}{k+1} M_3^2 \right)^{k/k-1} \quad (2.37)$$

$$M_3^2 = \frac{1 + (k - 1/2)M_m^2}{kM_m^2 - (k - 1/2)} \quad (2.38)$$

2.5. SIFAT AIR PADA BERBAGAI KEADAAN

2.5.1. Diagram Fasa Air

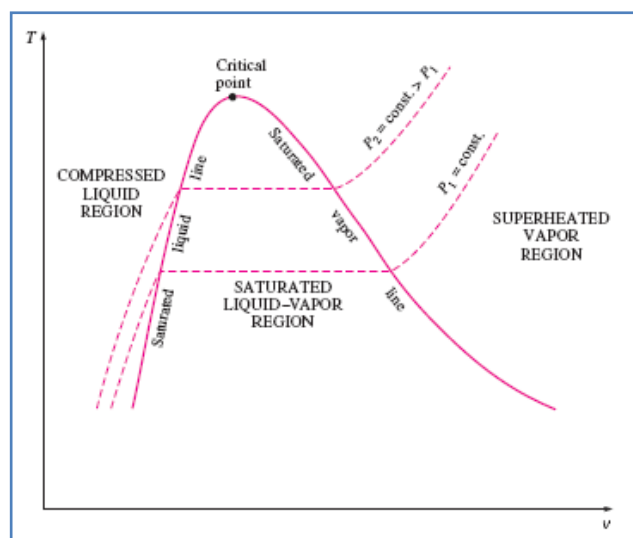
Gambar 2.14 adalah gambar tiga dimensi permukaan p - v - T dari air dapat dilihat terdapat tiga daerah fasa air yaitu fasa padat, cair dan uap. Pada daerah fase tunggal suatu keadaan dapat ditentukan oleh setiap pasangan sifat yaitu : tekanan, volume spesifik dan temperatur. Lokasi diantara daerah fase tunggal merupakan daerah dua fase dimana terdapat dua fase dalam kesetimbangan.



Gambar 2.14 Permukaan tiga dimensi p - v - T dari air [3].

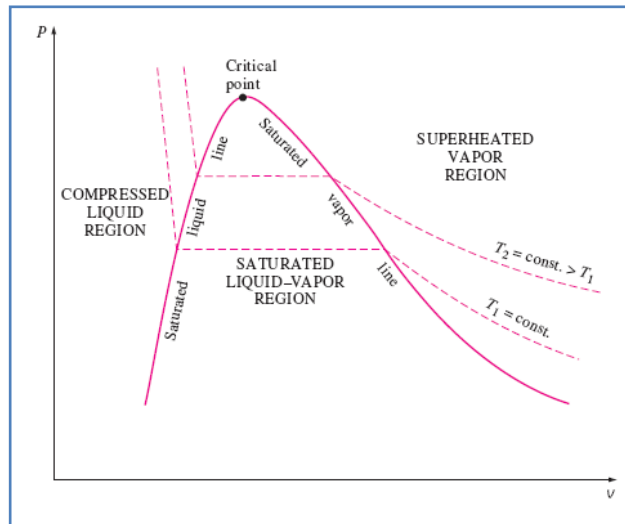
Sifat keadaan dari air dapat dipresentasikan dalam diagram dua dimensi yaitu diagram T - v , p - v dan p - T seperti dapat dilihat pada gambar dibawah ini.

Dari diagram T - v dapat dilihat misalkan tekanan air didalam suatu boiler dinaikan sampai 1Mpa maka dapat diketahui air didalam boiler akan menguap dengan temperatur yang lebih tinggi dari pada jika dipanaskan pada tekanan 1atm begitu juga sebaliknya, seperti terlihat pada Gambar 2.15.



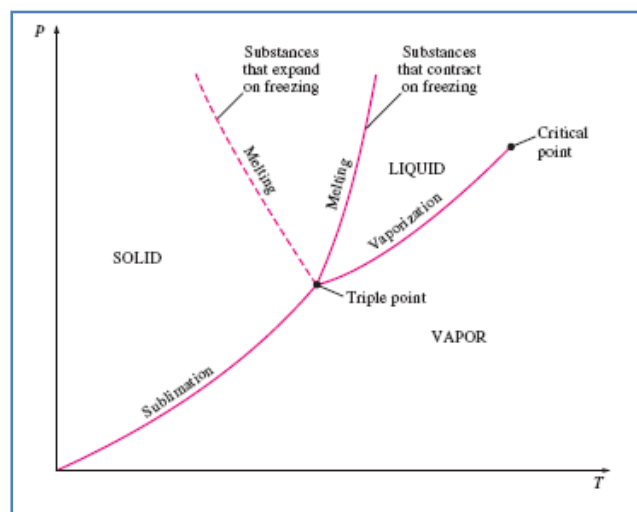
Gambar 2.15 Diagram T - v dari air [3].

Pada Gambar 2.16, grafik p - v bentuknya menyerupai dengan grafik T - v tapi temperatur $T = \text{konstan}$ mempunyai trend yang menurun.



Gambar 2.16 Diagram P - v dari air [3].

Kemudian grafik dibawah ini adalah grafik P - T atau biasa disebut diagram fasa air karena disana terdapat tiga bagian fasa air yang dipisahkan oleh tiga garis. Garis sublimasi memisahkan fasa padat dan fasa uap, garis pelelehan memisahkan fasa padat dan fasa cair kemudian garis penguapan memisahkan fasa cair dan uap. Tiga garis ini [3].



Gambar 2.17 Diagram T - P dari air [3].

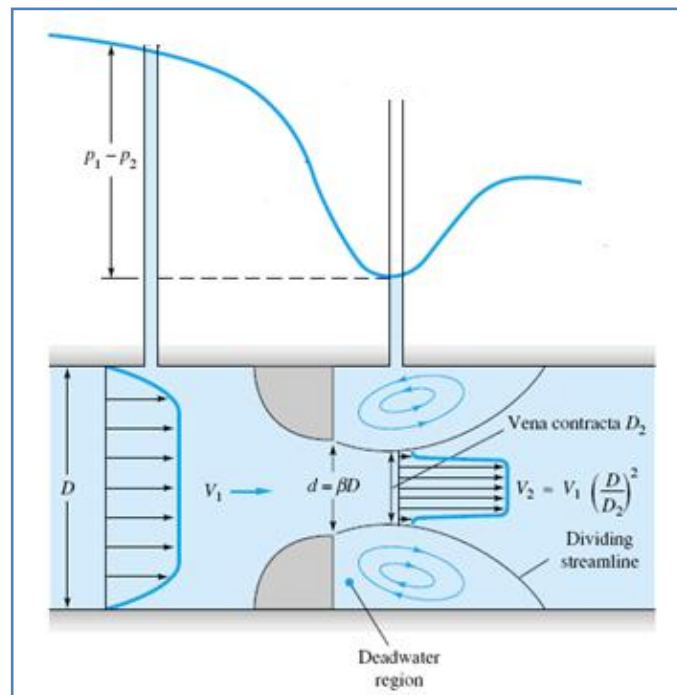
bertemu pada satu titik yang disebut titik tripel (*triple point*) yaitu titik dimana terdapat ketiga pada suatu kesetimbangan seperti terlihat pada Gambar 2.17.

2.5.2. Tabel Sifat

Sifat thermodinamik juga dapat ditunjukkan melalui tabel, untuk setiap zat biasanya ditunjukkan dalam beberapa tabel seperti tabel *superheated vapor* (uap superheated), tabel *compressed liquid* (cair tekan) dan *saturated* (keadaan jenuh). Tabel ini dapat dilihat pada Lampiran 1.

2.6. ORIFICE PLATE FLOWMETER

Orifice plate adalah salah satu alat yang dapat digunakan untuk mengukur laju aliran masa dari aliran. Prinsip kerjanya aliran melewati *orifice plate* kemudian akan mengecil dan membentuk suatu daerah yang disebut *vena contracta* selanjutnya akan terjadi perbedaan tekanan aliran antara sebelum dan setelah melewati *orifice plate*. Setelah itu laju aliran masa dari aliran dihitung menggunakan persamaan *bernouli* dan persamaan kontinyuitas. Gambar 2.18 adalah profil kecepatan dan tekanan yang terjadi ketika aliran melewati *orifice plate flowmeter*.



Gambar 2.18 Kecepatan dan profil pada *orifice plate flowmeter* [8].

Persamaan kontinuitas :

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.39)$$

$$0 = \rho_1 V_1 A_1 - \rho_2 V_2 A_2$$

$$V_1 A_1 = V_2 A_2$$

$$\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^2 = \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4 \quad (2.40)$$

Persamaan Bernouli :

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + g z_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + g z_2 \quad (2.41)$$

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho V_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^2 \right] \quad (2.42)$$

Substitusi persamaan :

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho V_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]$$

Sehingga V_2 teoritis :

$$V_2 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]}} \quad (2.43)$$

Dan \dot{m} teoritis adalah :

$$\dot{m}_{teoritis} = \rho V_2 A_2 = \rho \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]}} A_2$$

$$\dot{m}_{teoritis} = \rho V_2 A_2 = \frac{A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}} \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)} \quad (2.44)$$

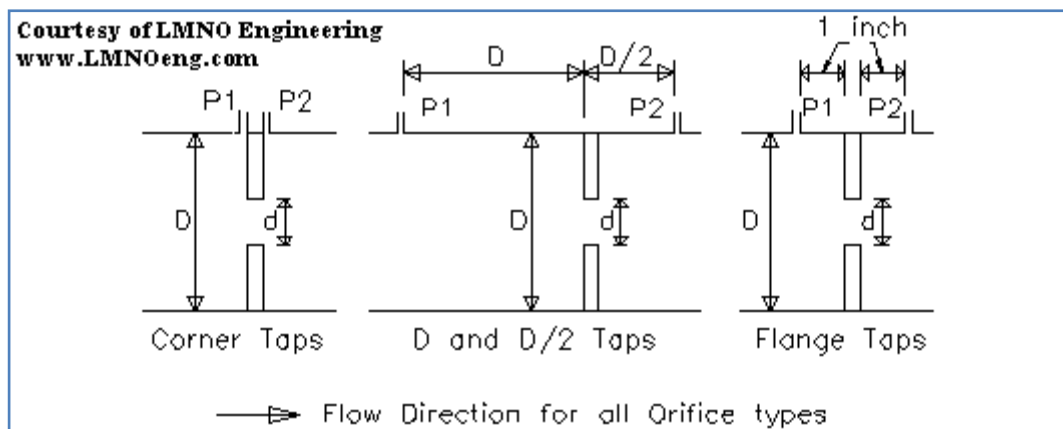
Persamaan diatas kurang akurat karena diabaikan beberapa faktor seperti gaya gesek, oleh karena itu untuk mengurangi ketidaksesuaian tersebut ditambahkan satu koefisien baru yaitu C_d (*discharge coefficient*), dan $D_2/D_1 = \beta$ sehingga $(A_2/A_1)^2 = (D_2/D_1)^4 = \beta^4$

$$\dot{m} = \frac{C_d A_2}{\sqrt{1-\beta^4}} \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)} \quad (2.45)$$

Untuk nilai C_d ASME merekomendasikan persamaan yang dikembangkan oleh ISO adalah sebagai berikut [9]:

$$C_d = 0,5959 + 0,0312\beta^{2,1} - 0,184\beta^8 + 9,171\beta^{2,5} Re_1^{-0,75} + \frac{0,09\beta^4}{1-\beta^4} F_1 - 0,0337\beta^3 F_2 \quad (2.46)$$

Dengan $Re_1 = \frac{\rho V_1 D_1}{\mu}$



Gambar 2.19 Berbagai tipe tapping pada *orifice flowmeter*.

Dan nilai F_1 dan F_2 berdasar pada posisi tap seperti pada Gambar 2.19 adalah sebagai berikut:

Corner taps :	$F_1=0$	$F_2=0$	
D; 1/2D taps :	$F_1=0,4333$	$F_2=0,47$	
Flange taps :	$F_1=1/D$ (in)	$F_2=1/D$ (in)	(2.47)

Kemudian jika fluida yang diukur adalah fluida kompresibel maka ditambahkan *factor expansion* Y untuk mengurangi ketidaksesuaian yang dikembangkan oleh Perry [12], dimana k adalah *specific heat ratio*, persamaanya adalah sebagai berikut :

$$Y = \sqrt{r^k \left(\frac{k}{k-1} \right) \left(\frac{1-r^{k-1/k}}{1-r} \right) \left(\frac{1-\beta^4}{1-\beta^4 r^{2/k}} \right)} \quad (2.48)$$

Dengan $r = P_2 / P_1$ sehingga persamaan laju aliran masa pada *orifice plate* untuk fluida kompresibel menjadi :

$$\dot{m} = \frac{YC_d A_2}{\sqrt{1-\beta^4}} \sqrt{2\rho \left(P_1 - P_2 \right)} \quad (2.49)$$