

TERMODINAMIKA TEKNIK

VOLUME II



UNIVERSITAS DARMA PERSADA – JAKARTA

2020

ASY'ARI DARYUS

TERMODINAMIKA TEKNIK
VOLUME II

Disusun :

ASY'ARI DARYUS

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik
Universitas Darma Persada
Jakarta.

Dunia adalah kampung yang hancur, bukan tempat yang abadi, dia adalah jembatan untuk melintas bukan tempat persinggahan yang sejati, dia adalah jalan penghubung bukan tempat tinggal yang hakiki. (Imam Nawawi)

KATA PENGANTAR

Untuk memenuhi buku pegangan dalam perkuliahan, terutama yang menggunakan bahasa Indonesia dalam bidang teknik, maka kali ini penulis menyempatkan diri untuk ikut membuat sebuah buku/diktat yang bisa digunakan oleh mahasiswa teknik, terutama mahasiswa jurusan teknik mesin. Kali ini penulis menyiapkan diktat yang ditujukan untuk mata kuliah Termodinamika Teknik II. Buku ini merupakan revisi dari buku sebelumnya, dimana telah dilakukan beberapa perubahan.

Dalam penyusunan buku ini penulis berusaha menyesuaikan materinya dengan kurikulum di jurusan Teknik Mesin, Universitas Darma Persada Indonesia.

Perlu ditekankan bahwa buku ini belum merupakan referensi lengkap dari pelajaran Termodinamika Teknik II, sehingga mahasiswa perlu untuk membaca buku-buku referensi lain untuk melengkapi pengetahuannya tentang materi buku ini.

Akhir kata, mudah-mudahan buku ini bisa menjadi penuntun bagi mahasiswa dan memberikan manfaat sebagaimana yang diharapkan. Tak lupa penulis mengucapkan banyak-banyak terima-kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dalam penyelesaian pembuatan buku ini.

Jakarta, Desember 2020

Asy'ari Daryus

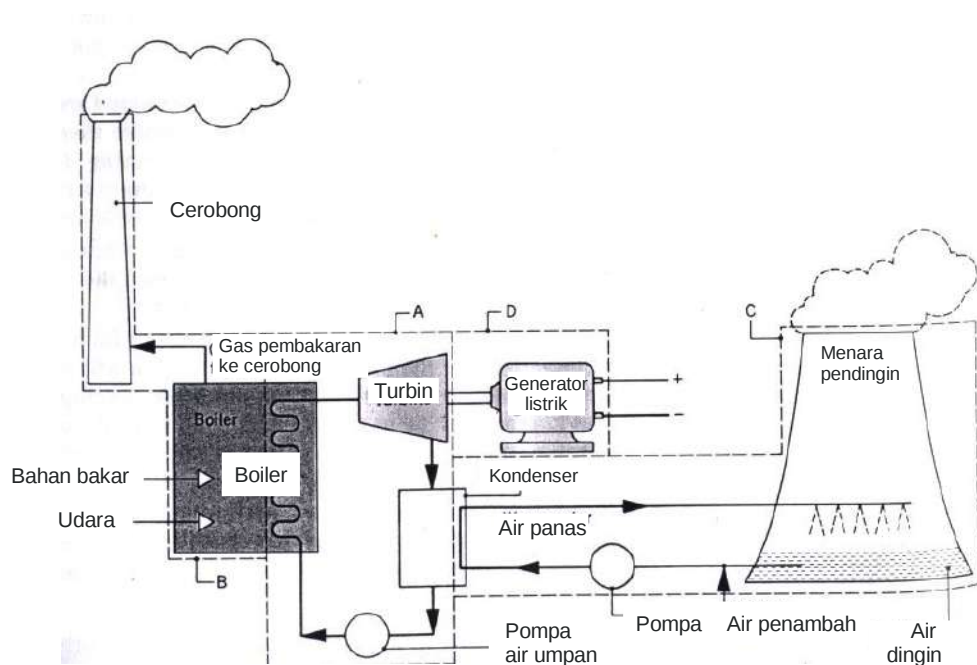
DAFTAR ISI

- BAB 1. Sistem Tenaga Uap. 1
- BAB 2. Sistem Tenaga Gas. 27
- BAB 3. Sistem Pendingin dan Pompa Kalor. 67
- BAB 4. Campuran Gas Ideal Tak Bereaksi dan Psikrometrik. 91
- BAB 5. Campuran Bereaksi : Pembakaran. 127

BAB I

SISTEM TENAGA UAP

Skema sederhana sistem daya uap sederhana ditunjukkan oleh Gambar 1.1. Bagian A dari gambar tersebut menunjukkan sistem turbin uap, dan secara termodinamika sistem turbin uap mengikuti siklus Rankine.



Gambar 1.1. Komponen-komponen pembangkit daya uap sederhana.

Ket.: A. Sistem turbin uap
B. Suplai energi

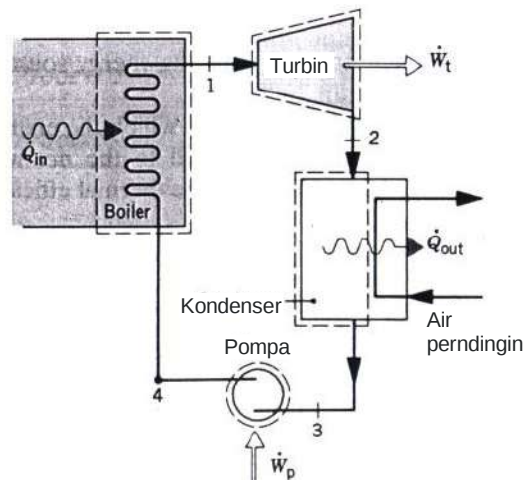
C. Sirkuit pendinginan air
D. Generator listrik

1.1. Siklus Rankine

1.1.1. Prinsip Kerja dan Perpindahan Kalor :

Gambar 1.2 memperlihatkan prinsip kerja dan perpindahan kalor sub-sistem A di Gambar 1.1. Dalam hal ini diasumsikan:

- Perpindahan energi sesuai arah panah dan dianggap positif,
- Perpindahan kalor yang tidak dikehendaki ke lingkungan diabaikan,
- Perubahan energi potensial dan kinetik diabaikan,
- Setiap komponen beroperasi pada kondisi *steady state*.



Gambar 1.2. Prinsip kerja dan perpindahan kalor dari sub-sistem A.

a. Pada Turbin

Uap dari boiler pada titik 1 yang mempunyai temperatur dan tekanan tinggi mengalami ekspansi didalam turbin sehingga menghasilkan kerja, kemudian uap keluar dari turbin pada titik 2 dengan tekanan yang lebih rendah.

Kerja turbin dirumuskan dengan:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \quad (1.1)$$

dimana :

\dot{m} = laju aliran massa fluida kerja

\dot{W}_t / \dot{m} = laju kerja yang dihasilkan per satuan massa

h_1 = entalpi pada titik 1

h_2 = entalpi pada titik 2

b. Pada Kondenser

Terjadi perpindahan kalor dari uap ke aliran air pendingin tanpa pencampuran, dan uap mengalami kondensasi dan air pendingin mengalami kenaikan suhu. Cairan yang terkondensasi meninggalkan kondenser pada titik 3. Pada kondisi *steady state*, kalor yang dilepaskan uap air adalah:

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \quad (1.2)$$

dimana : $\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}}$ = kalor yang dipindahkan dari uap air ke air pendingin per satuan massa.

c. Pada Pompa

Cairan pada titik 3 dipompa ke boiler melalui pompa antara titik 3 dan 4. Keseimbangan massa dan energi :

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \quad (1.3)$$

dimana : $\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}}$ = kerja pompa per satuan massa

d. Pada Boiler :

Fluida kerja melengkap siklus ketika fluida memasuki boiler pada keadaan 4 dan keluar pada keadaan 1. Keseimbangan massa dan energi :

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad (1.4)$$

dimana : $\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}}$ = laju kalor yang masuk boiler per satuan massa

1.1.2. Efisiensi Termal

Kerja siklus dirumuskan dengan:

$$\frac{\dot{W}_{siklus}}{\dot{m}} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{m}} = (h_1 - h_2) - (h_4 - h_3) \quad (1.5)$$

Efisiensi termal menunjukkan rasio kerja siklus terhadap jumlah energi panas yang diberikan ke uap di boiler, dirumuskan dengan:

$$\eta = \frac{\dot{W}_t / \dot{m} - \dot{W}_p / \dot{m}}{\dot{Q}_{in} / \dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \quad (1.6)$$

atau rasio kerja bersih output terhadap kalor input:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{in} / \dot{m} - \dot{Q}_{out} / \dot{m}}{\dot{Q}_{in} / \dot{m}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{out} / \dot{m}}{\dot{Q}_{in} / \dot{m}}$$

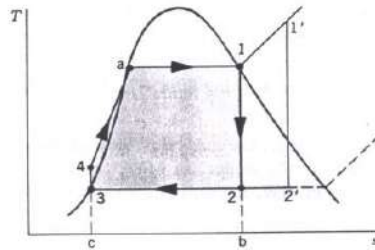
$$\eta = 1 - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \quad (1.7)$$

Cara lain untuk menerangkan unjuk kerja pembangkit adalah dengan parameter *back work ratio / bwr* (rasio kerja balik) yang didefinisikan sebagai rasio input kerja pompa terhadap kerja yang dihasilkan oleh turbin.

$$b_{WR} = \frac{\dot{W}_p / \dot{m}}{\dot{W}_t / \dot{m}} = \frac{(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_2)} \quad (1.8)$$

1.1.3. Siklus Ideal Rankine

Gambar 1.3 memperlihatkan kurva temperatur – entropi dari siklus Rankine ideal.



Gambar 1.3. Diagram Temperatur – entropi (T - s) siklus Rankine ideal.

Tahapan proses dari siklus ini adalah sebagai berikut:

- Proses 1-2: ekspansi isentropik fluida kerja pada turbin dari uap jenuh pada titik 1 ke tekanan kondenser (titik 2);
- Proses 2-3: perpindahan kalor dari fluida kerja di kondenser menjadi cairan jenuh pada titik 3;
- Proses 3-4: kompresi isentropik oleh pompa ke titik 4;
- Proses 4-1: perpindahan kalor ke fluida kerja di boiler untuk menyelesaikan siklus.

Siklus ideal Rankine juga meliputi kemungkinan pemanasan lanjut uap (*superheat*), seperti yang digambarkan pada siklus $1'-2'-3-4-1'$. Kerja pompa bisa juga dicari dengan rumus :

$$\left(\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} \right)_{intrev} = \int_3^4 v dp$$

notasi *int rev* menerangkan bahwa proses pada pompa adalah reversibel internal.

Dengan mengintegral persamaan diatas diperoleh:

$$\left(\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} \right)_{intrev} = v_3(p_4 - p_3) \quad (1.9)$$

Contoh soal 1.1:

Uap air adalah fluida kerja pada siklus ideal Rankine. Uap jenuh memasuki turbin pada 8,0 MPa dan cairan jenuh meninggalkan kondenser pada tekanan 0,008 MPa. Daya output netto siklus adalah 100 MW. Carilah

- Efisiensi termal,
- Back work ratios,
- Laju aliran massa uap, dalam kg/h,
- Laju perpindahan kalor, \dot{Q}_{in} , ke dalam fluida kerja melalui boiler, dalam MW,
- Laju perpindahan kalor, \dot{Q}_{out} , dari uap terkondensasi ketika melewati kondenser, dalam MW,
- Laju aliran massa air pendingin kondenser, dalam kg/h, jika air pendingin memasuki kondenser pada 15° C dan keluar pada 35° C.

Jawab

Diketahui: $p_1 = 8,0 \text{ Mpa} = 80 \text{ bar}$; $p_2 = 0,008 \text{ Mpa} = 0,08 \text{ bar}$; $W_{siklus} = 100 \text{ MW} = 100 \times 10^3 \text{ kW}$

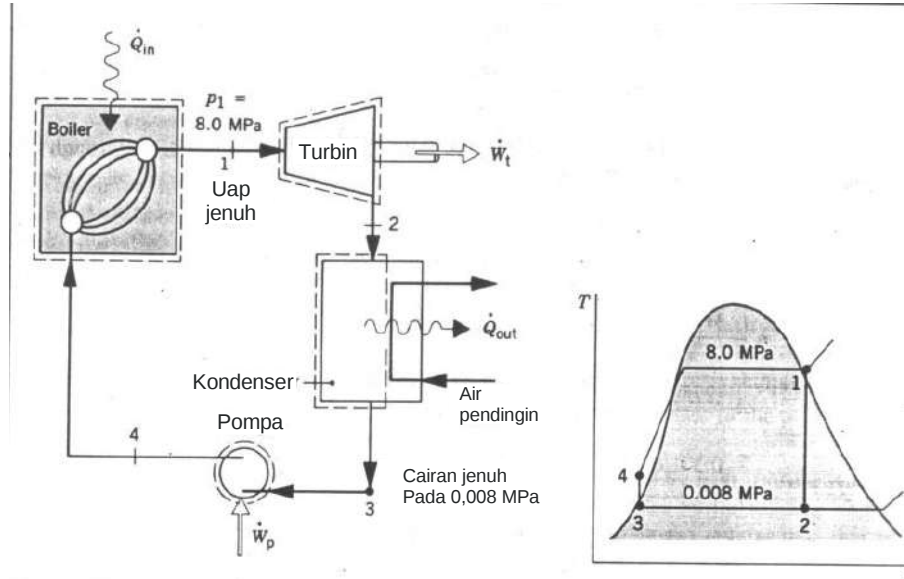
Dari sisi masuk turbin, titik 1, pada tekanan 80 bar dan uap dalam keadaan uap jenuh, maka dari tabel A-3 diperoleh: $h_1 = 2758,0 \text{ kJ/kg}$ dan $s_1 = 5,7432 \text{ kJ/kg-K}$.

Di sisi keluar turbin, di titik 2: $p_2 = 0,08 \text{ bar}$ dan $s_2 = s_1$, dari tabel A-3, diperoleh: $s_f = 0,5926 \text{ kJ/kg-K}$; $s_g = 8,2287 \text{ kJ/kg-K}$; $h_f = 173,88 \text{ kJ/kg}$; $h_{fg} = 2403,1 \text{ kJ/Kg}$

$$x_2 = \frac{s_2 - s_f}{s_g - s_f} = \frac{5,7432 - 0,5926}{8,2287 - 0,5926} = 0,6745$$

maka enthalpi:

$$\begin{aligned} h_2 &= h_f + x_2 h_{fg} = 173,88 + (0,6745) 2403,1 \\ &= 1794,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$



Titik 3: adalah cairan jenuh dengan $p_3 = p_2 = 0,08$ bar, dari tabel A-3 diperoleh $h_3 = h_f = 173,88$ kJ/kg, $v_3 = v_f = 1,0084 \times 10^{-3}$ m³/kg.

Titik 4: $s_4 = s_3$; $p_4 = p_1$; dan

$$h_4 = h_3 + \dot{W}_p / \dot{m} = h_3 + v_3 (p_4 - p_3)$$

$$h_4 = 173,88 + (1,0084 \times 10^{-3})(8,0 - 0,008) \times 10^3$$

$$h_4 = 173,88 + 8,06 = 181,94 \text{ kJ/kg}$$

(a) Efisiensi termal:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_{in}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \\ &= \frac{(2758,0 - 1794,8) - (181,94 - 173,88)}{(2758,0 - 181,94)} \\ &= 0,371 = 37,1 \% \end{aligned}$$

(b) back work ratio:

$$\begin{aligned} \text{bwr} &= \frac{\dot{W}_p}{\dot{W}_t} = \frac{h_4 - h_3}{h_1 - h_2} = \frac{(181,94 - 173,88)}{(2758,0 - 1794,8)} \\ &= \frac{8,06}{963,2} = 8,37 \times 10^{-3} = 0,84\% \end{aligned}$$

(c) Laju aliran massa uap:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{\dot{W}_{\text{siklus}}}{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)} \\ &= \frac{100 \times 10^3}{(2758,0 - 1794,8) - (181,94 - 173,88)} \\ &= 104,61 \text{ kg/s} \\ &= 104,61 \times 3600 = 3,77 \times 10^5 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

(d) Laju perpindahan kalor di boiler, \dot{Q}_{in} :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{in}} &= \dot{m}(h_1 - h_4) \\ &= (104,61)(2758,0 - 181,94) = 269,48 \times 10^3 \text{ kJ/s} = 269,48 \text{ MJ/s} \\ &= 269,48 \text{ MW} \end{aligned}$$

(e) Laju perpindahan kalor di kondenser:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{out}} &= \dot{m}(h_2 - h_3) \\ &= 104,61(1794,8 - 173,88) = 169,56 \times 10^3 \text{ kJ/s} = 169,56 \text{ MJ/s} \\ &= 169,56 \text{ MW} \end{aligned}$$

sehingga rasio $\dot{Q}_{\text{out}}/\dot{Q}_{\text{in}}$ adalah 0,629 (62,9%).

Alternatif lain, \dot{Q}_{out} dapat dicari dari persamaan:

$$\dot{W}_{\text{siklus}} = \dot{Q}_{\text{in}} - \dot{Q}_{\text{out}}$$

$$\text{atau} \quad \dot{Q}_{\text{out}} = \dot{Q}_{\text{in}} - \dot{W}_{\text{siklus}} = 269,48 - 100 = 169,48 \text{ MW}$$

selisih hasil di atas karena adanya pembulatan.

(f). Laju massa air pendingin:

bila \dot{m}_{cw} adalah laju aliran massa air pendingin, maka:

$$\dot{m}_{cw} = \frac{\dot{m}(h_2 - h_3)}{h_{cw,out} - h_{cw,in}} = \frac{\dot{Q}_{out}}{h_{cw,out} - h_{cw,in}}$$

Untuk air pendingin, $h = h_f(T)$, sehingga harga enthalpi cairan jenuh dapat dicari dari tabel A-2 pada temperatur keluar dan masuk air pendingin, yaitu $h_{cw,out} = 146,68 \text{ kJ/kg}$; $h_{cw,in} = 62,99 \text{ kJ/kg}$.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{cw} &= \frac{169,56 \times 10^3}{(146,68 - 62,99)} = 2026,05 \text{ kg/s} \\ &= 2026,05 \times 3600 = 7,3 \times 10^6 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

1.1.4. Pengaruh Tekanan Boiler Dan Kondenser Pada Siklus Rankine

Dari diagram T - s siklus Rankine ideal (Gambar 1.3) luas daerah 1-b-c-4-a-1 adalah menyatakan perpindahan kalor ke fluida kerja per satuan massa pada boiler. Dirumuskan :

$$\left(\frac{\dot{Q}_{in}}{m} \right)_{intrev} = \int_4^1 T ds = \text{luas 1-b-c-4-a-1}$$

Integral diatas bisa ditulis dalam bentuk suhu rata-rata pertambahan kalor, \bar{T}_{in} , sebagai berikut :

$$\left(\frac{\dot{Q}_{in}}{m} \right)_{intrev} = \bar{T}_{in} (s_1 - s_4) \tag{1.10}$$

dimana tanda strip diatas pada T menunjukkan harga rata-rata.

Dengan cara yang sama, luas daerah 2-b-c-3-2 mewakili perpindahan kalor dari di kondenser, dirumuskan:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\dot{Q}_{out}}{m} \right)_{int rev} &= T_{out} (s_2 - s_3) = \text{luas 2-b-c-3-2} \\ &= T_{out} (s_1 - s_4) \end{aligned} \quad (1.11)$$

dimana T_{out} menunjukkan suhu pada sisi uap pada kondenser.

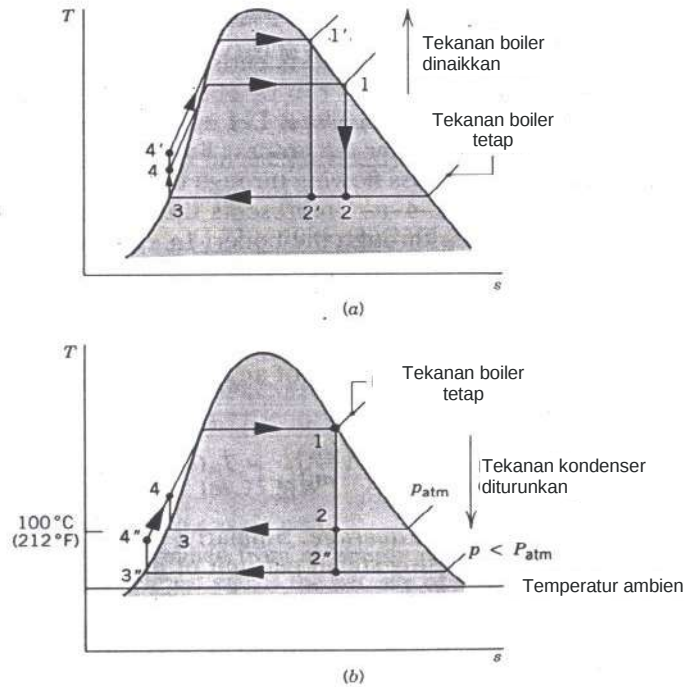
Efisiensi Thermal siklus Rankine ideal dalam variabel perpindahan kalor adalah :

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{(\dot{Q}_{out} / \dot{m})_{int rev}}{(\dot{Q}_{in} / \dot{m})_{int rev}} = 1 - \frac{T_{out}}{T_{in}} \quad (1.12)$$

Dari rumus diatas dapat disimpulkan bahwa efisiensi termal siklus ideal akan naik ketika suhu rata-rata di boiler naik dan/atau suhu di kondenser turun.

Gambar 1.4a memperlihatkan dua siklus ideal yang mempunyai tekanan kondenser sama tetapi tekanan boiler berbeda. Suhu rata-rata dari kalor yang ditambahkan terlihat lebih besar pada siklus 1'-2'-3-4'-1' daripada siklus 1-2-3-4-1. Sehingga kenaikan tekanan boiler akan menaikkan efisiensi termal siklus Rankine.

Gambar 1.4b memperlihatkan dua siklus yang mempunyai tekanan boiler sama tetapi tekanan kondenser yang berbeda. Satu kondenser beroperasi pada tekanan atmosfer dan yang lainnya mempunyai tekanan kurang dari tekanan atmosfer. Suhu kalor yang dibuang pada siklus 1-2-3-4-1 adalah 100 °C. Suhu kalor yang dilepas pada siklus 1-2"-3"-4"-1 adalah lebih rendah sehingga mempunyai efisiensi termal yang lebih besar. Jadi penurunan tekanan kondenser akan meningkatkan efisiensi termal.



Gambar 1.4. Pengaruh variasi tekanan kerja pada siklus Rankine ideal. (a). Pengaruh tekanan boiler. (b). Pengaruh tekanan kondenser.

1.1.5. Prinsip-prinsip Ireversibilitas dan Kerugian

Ireversibilitas dan kerugian ditemukan pada ke empat subsistem pembangkit daya uap. Ireversibilitas yang dialami pada fluida kerja disebabkan oleh ekspansi pada turbin. Sebagaimana digambarkan pada grafik di Gambar 1.5, dimana proses 1-2 adalah ekspansi adiabatik pada turbin yang disertai dengan kenaikan entropi. Kerja yang dihasilkan pada langkah ini lebih kecil bila dibandingkan pada proses ekspansi isentropik 1-2s.

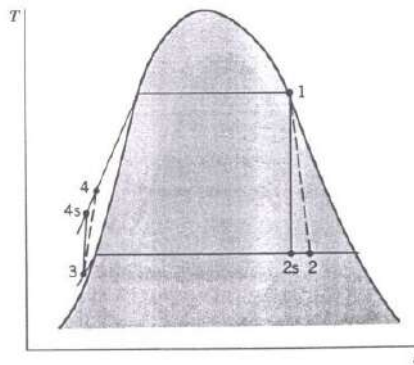
Efisiensi turbin isentropik :

$$\eta_T = \frac{(\dot{W}_T / \dot{m})}{(\dot{W}_T / \dot{m})_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (1.13)$$

Input kerja pada pompa untuk mengatasi efek gesekan juga akan mengurangi daya output pembangkit. Akan ada kenaikan entropi pada pompa. Daya input ke pompa akan menjadi lebih besar pada proses 3-4 dibandingkan proses isentropik 3-4s (Gambar 1.5). Efisiensi pompa isentropik :

$$\eta_p = \frac{(\dot{W}_p / \dot{m})_s}{(\dot{W}_p / \dot{m})} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \quad (1.14)$$

Ireversibilitas pada pompa mempunyai dampak yang lebih kecil pada kerja pembangkit bila dibandingkan terhadap ireversibilitas pada turbin.

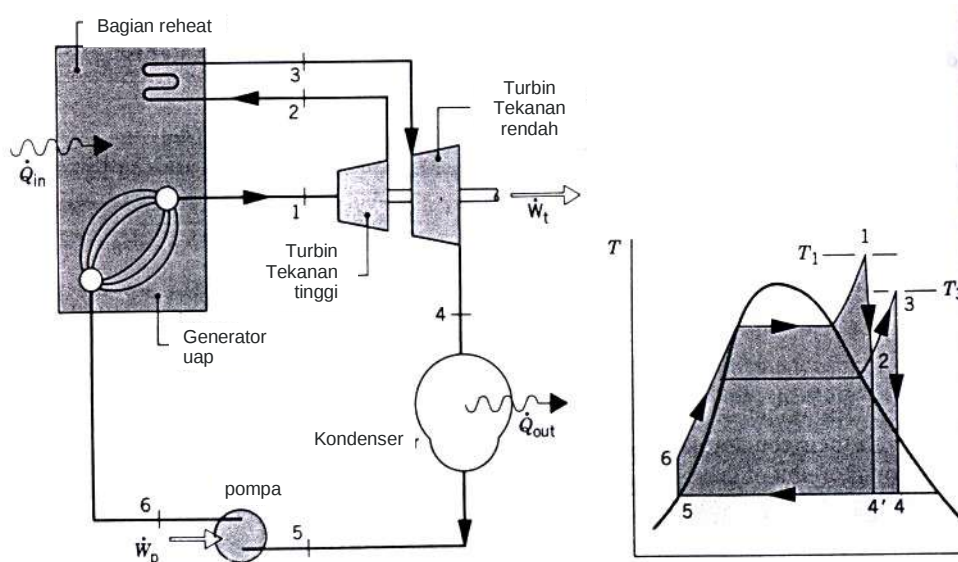


Gambar 1.5. Diagram Temperatur – entropi yang menunjukkan pengaruh ireversibilitas pada turbin dan pompa.

1.2. Superheat dan Reheat

Superheat adalah proses dimana uap air sebelum memasuki turbin berada pada kondisi panas lanjut (superheat). Untuk mendapatkan kondisi ini biasanya uap dipanaskan dengan alat yang bernama *superheater*. Kombinasi boiler dengan superheater disebut *steam generator*.

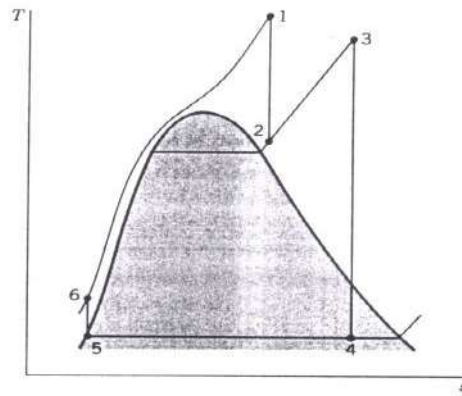
Efisiensi termal dengan uap panas lanjut lebih tinggi dari yang tanpa panas lanjut karena temperatur rata-rata kalor yang masuk lebih tinggi.



Gambar 1.6. Siklus reheat ideal.

Reheat merupakan modifikasi sistem panas lanjut dimana uap tidak berkespansi pada turbin ke tekanan kondenser melainkan pertama-tama uap berekspansi pada turbin tingkat pertama ke tekanan antara *steam generator* dan tekanan kondenser, kemudian uap dipanaskan (*reheat*), setelah itu uap berekspansi pada turbin tingkat kedua sampai tekanan kondenser. Tujuan reheat adalah meningkatkan kualitas uap pada sisi keluar turbin. Siklus *reheat* ideal ditunjukkan oleh Gambar 1.6.

Siklus *reheat* ideal superkritris diperlihatkan pada Gambar 1.7, dimana tidak ada perubahan fasa yang terjadi selama pemberian kalor dari 6 ke 1, karena proses melampaui titik kritis (puncak kurva).



Gambar 1.7. Siklus *reheat* ideal *superkritis*.

Contoh soal 1.2:

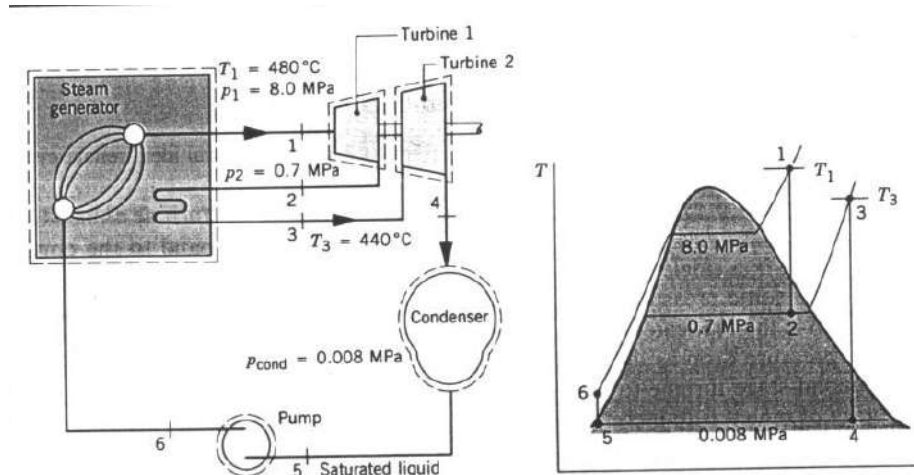
Sebuah siklus ideal Rankine dengan *superheat* dan *reheat* dimana uap memasuki turbin tingkat pertama pada tekanan 8,0 MPa dan suhu 480° C, dan keluar turbin pada tekanan 0,7 MPa. Uap kemudian dipanaskan (*reheat*) hingga temperatur 440° C sebelum memasuki turbin tingkat kedua. Uap keluar turbin 2 pada tekanan 0,008 MPa. Daya netto output turbin adalah 100 MW. Carilah:

- efisiensi termal siklus,
- laju aliran massa uap, dalam kg/h,
- laju perpindahan kalor, \dot{Q}_{out} dari uap kondensasi ketika melalui kondenser, dalam MW.

Jawab

Diketahui: $p_1 = 8,0 \text{ MPa}$; $T_1 = 480^\circ \text{ C} = 753 \text{ K}$. $p_2 = 0,7 \text{ MPa}$; $T_3 = 440^\circ \text{ C}$; $p_{cond} = 0,008 \text{ MPa}$; $W_{siklus} = 100 \text{ MW} = 100 \times 10^3 \text{ kW}$

Titik 1: Dari tabel A-4 (panas lanjut) diperoleh $h_1 = 3348,4 \text{ kJ/kg}$ dan $s_1 = 6,6586 \text{ kJ/kg.K}$.



Titik 2:

Pada $p_2 = 0,7 \text{ MPa}$ dan $s_2 = s_1 = 6,6586$

Dari tabel A-3, $s_f = 1,9922 \text{ kJ/kg-K}$; $s_g = 6,708 \text{ kJ/kg-K}$; $h_f = 697,22 \text{ kJ/kg}$; $h_{fg} = 2066,3 \text{ kJ/kg}$

Kualitas uap pada titik 2 adalah:

$$x_2 = \frac{s_2 - s_f}{s_g - s_f} = \frac{6,6586 - 1,9922}{6,708 - 1,9922} = 0,9895$$

maka enthalpi:

$$\begin{aligned} h_2 &= h_f + x_2 h_{fg} \\ &= 697,22 + (0,9895) 2066,3 = 2741,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Titik3:

Pada $p_3 = 0,7 \text{ MPa}$ dan $T_3 = 440^\circ \text{ C}$, dari tabel A-4 diperoleh: $h_3 = 3353,3 \text{ kJ/kg}$ dan $s_3 = 7,7571 \text{ kJ/kg-K}$

Titik 4:

Pada $p_4 = 0,008 \text{ MPa}$ dan $s_4 = s_3 = 7,7571 \text{ kJ/kg-K}$, dari tabel A-3, $h_f = 173,88 \text{ kJ/kg}$, $h_{fg} = 2403,1 \text{ kJ/kg}$.

kualitas uap pada titik 4:

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_g - s_f} = \frac{7,7571 - 0,5926}{8,2287 - 0,5926} = 0,9382$$

maka enthalpi:

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 173,88 + (0,9382) 2403,1 = 2428,5 \text{ kJ/kg}$$

Titik 5:

$$p_5 = 0,008 \text{ MPa} = 0,008 \times 10^3 \text{ kPa, dan } h_5 = h_f = 173,88 \text{ kJ/kg,}$$

$$p_6 = p_1 = 8,0 \text{ MPa} = 8 \times 10^3 \text{ kPa}$$

$$h_6 = h_5 + \dot{W}_p / \dot{m} = h_5 + v_5 (p_6 - p_5)$$

$$h_6 = 173,88 + (1,0084 \times 10^{-3}) (8,0 \times 10^3 - 0,008 \times 10^3)$$

$$= 173,88 + 8,06 = 181,94 \text{ kJ/kg}$$

(a) daya netto yang dihasilkan oleh siklus

$$\dot{W}_{\text{siklus}} = \dot{W}_{t1} + \dot{W}_{t2} - \dot{W}_p$$

$$\text{Turbin 1: } \frac{\dot{W}_{t1}}{\dot{m}} = h_1 - h_2$$

$$\text{Turbin 2: } \frac{\dot{W}_{t2}}{\dot{m}} = h_3 - h_4$$

$$\text{Pompa: } \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_6 - h_5$$

kalor yang masuk di boiler-superheater dan reheater adalah:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{\dot{m}} = (h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)$$

efisiensi termal:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{\text{siklus}}}{\dot{Q}_{\text{in}}} = \frac{\frac{\dot{W}_{t1}}{\dot{m}} + \frac{\dot{W}_{t2}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}}}{\frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{\dot{m}}}$$

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)} \\ &= \frac{(3348,4 - 2741,8) + (3353,3 - 2428,5) - (181,94 - 173,88)}{(3348,4 - 181,94) + (3353,3 - 2741,8)} \\ &= \frac{606,6 + 924,8 - 8,06}{3166,5 + 611,5} = \frac{1523,3 \text{ kJ/kg}}{3778 \text{ kJ/kg}} = 0,403 \text{ (40,3\%)}\end{aligned}$$

- (b) laju aliran massa uap dapat diperoleh dengan rumus daya netto yang diberikan pada (a) dimana $W_{siklus} = 100 \times 10^3 \text{ kW}$.

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \frac{\dot{W}_{siklus}}{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)} \\ &= \frac{100 \times 10^3}{(606,6 + 924,8 - 8,06)} = 65,64 \text{ kg/s} \\ &= 65,64 \times 3600 = 2,36 \times 10^5 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

- (c) Laju perpindahan kalor dari uap ke air pendingin di kondenser:

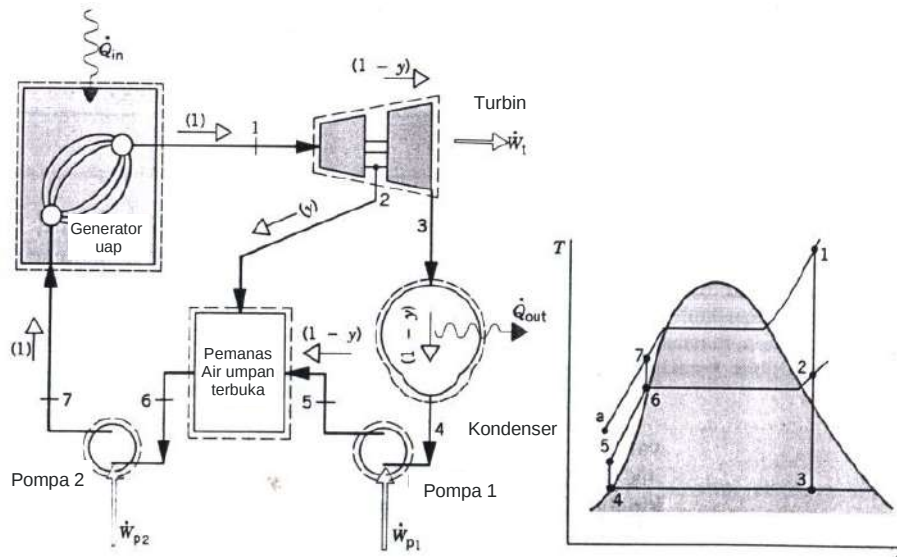
$$\begin{aligned}\dot{Q}_{out} &= \dot{m}(h_4 - h_5) \\ &= 65,64(2428,5 - 173,88) = 147,99 \times 10^3 \text{ kJ/s} = 147,99 \text{ MW}\end{aligned}$$

1.3. Siklus Daya Uap Regeneratif

Tujuan siklus ini adalah meningkatkan temperatur rata-rata air yang masuk kedalam boiler. Berikut akan dijelaskan berbagai jenis siklus daya uap regeneratif.

1.3.1. Pemanas Air Umpan Tipe Terbuka

Regenerasi dilakukan dengan menggunakan pemanas air umpan, yaitu sebuah penukar kalor (*heat exchanger*) jenis kontak dimana aliran dari kondenser dicampur dengan air dari turbin sehingga temperaturnya naik.



Gambar 1.8. Siklus daya uap regeneratif dengan pemanas air umpan tipe terbuka.

s

Prinsip kerja sistem ini, sebagaimana dapat dilihat pada Gambar 1.8, pertama-tama uap masuk ke turbin tingkat pertama di titik 1 dan keluar di titik 2, dimana sebagian uap dimasukkan ke pemanas air umpan tipe terbuka pada tekanan p_2 , sisa uap akan memasuki turbin tingkat kedua. Air yang keluar kondenser dipompa oleh pompa 1 dari titik 4 ke pemanas air umpan di titik 5. Dari pemanas keluar aliran yang sudah bercampur untuk kemudian dipompa ke boiler oleh pompa 2.

Pada siklus ini energi diberikan pada dari kondisi 7 ke kondisi 1, bukan dari kondisi a ke 1 sehingga jumlah energi untuk memanaskan air lebih sedikit.

Laju aliran massa :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3$$

dimana : \dot{m}_1 = laju massa memasuki turbin tingkat pertama

\dot{m}_2 = laju massa yang diambil dan keluar pada kondisi 2

\dot{m}_3 = laju massa yang memasuki turbin tingkat kedua

Dan persamaan si atas dibagi dengan \dot{m}_1 , maka :

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 \quad (1.15)$$

Fraksi aliran yang diambil/dibelokkan pada kondisi 2 adalah y , dimana $y = m_2 / m_1$, maka fraksi aliran total yang melalui turbin tingkat kedua :

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 - y \quad (1.16)$$

Dengan mengasumsikan bahwa tidak ada energi yang berpindah dari pemanas ke lingkungan dan mengabaikan efek energi potensial dan energi kinetik maka persamaan kesetimbangan energi menjadi:

$$0 = yh_2 + (1 - y)h_5 - h_6$$

sehingga
$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_5} \quad (1.17)$$

Kerja total turbin :

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_2) + (1 - y)(h_2 - h_3) \quad (1.18)$$

dan kerja pompa :

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}_1} = (h_7 - h_6) + (1 - y)(h_5 - h_4) \quad (1.19)$$

Energi yang ditambahkan pada generator uap :

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_7) \quad (1.20)$$

Energi yang dilepaskan ke air pendingin :

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}_1} = (1 - y)(h_3 - h_4) \quad (1.21)$$

1.3.2. Pemanas Air Umpan Tipe Tertutup

Pemanasan air umpan jenis tertutup dilakukan dengan menggunakan penukar kalor jenis *shell and tube*, dimana suhu air umpan naik ketika uap dari turbin mengalami kondensasi diluar *tube*. Karena kedua aliran tidak bercampur maka tekanan masing-masing aliran bisa berbeda.

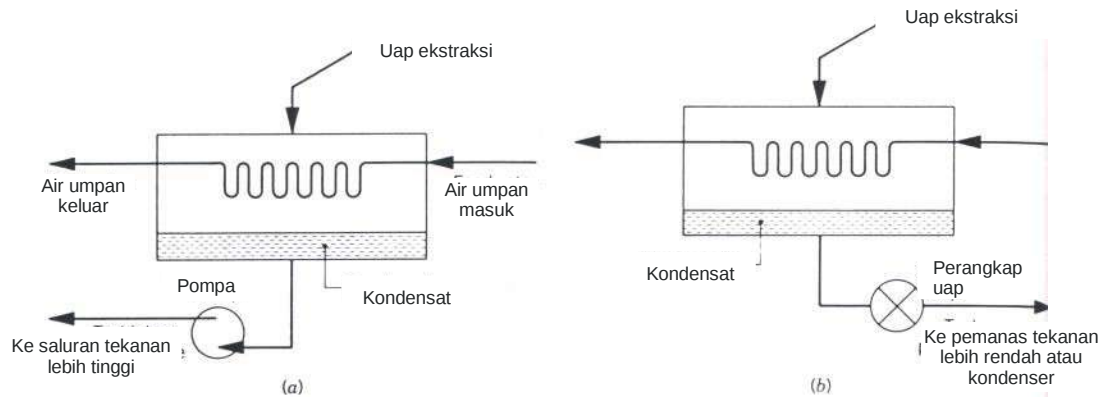
Gambar 1.9 memperlihatkan dua cara bagaimana memindahkan kondensat dari pemanas air umpan tertutup. Pada Gambar 1.9a, kondensat dipompa ke titik tekanan yang lebih tinggi pada siklus. Gambar 1.9b, kondensat dibiarkan masuk ke *steam trap* (perangkap uap) yang ada di pemanas pada tekanan lebih rendah atau di dalam kondenser.

Gambar 1.10 adalah siklus daya uap regeneratif yang mempunyai pemanas air umpan tipe tertutup dengan perangkap kondensat di dalam kondenser.

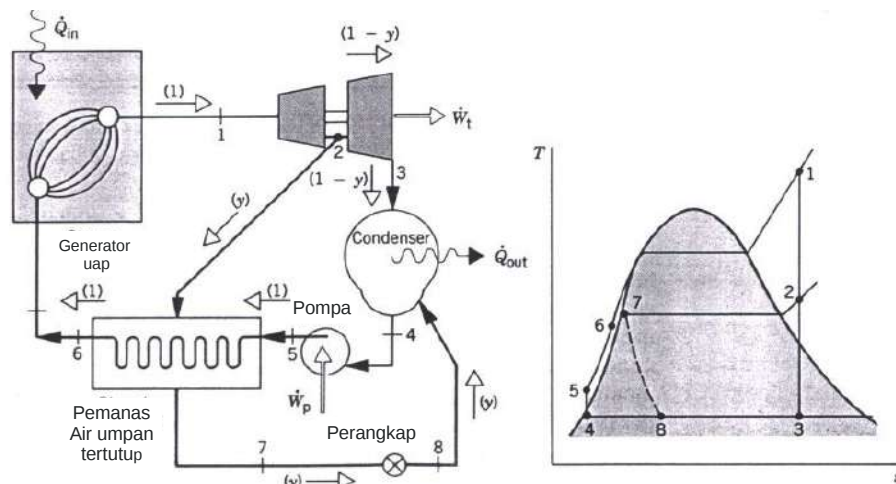
Keseimbangan energi :

$$0 = y(h_2 - h_7) + (h_5 - h_6)$$

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_7} \quad (1.22)$$



Gambar 1.9. Contoh pemanas air umpan tertutup.

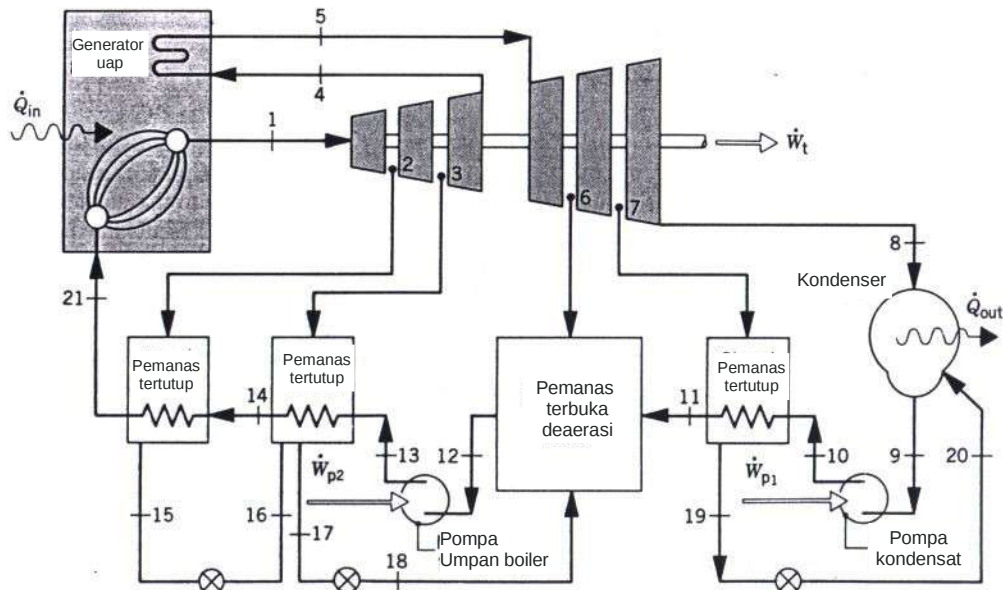


Gambar 1.10. Siklus daya uap regeneratif dengan satu buah pemanas air umpan tertutup.

1.3.3. Pemanas Air Umpan Tipe Jamak

Efisiensi termal sistem tenaga uap dapat ditingkatkan dengan memakai beberapa pemanas air umpan pada tekanan yang memungkinkan. Gambar 1.11 memperlihatkan pembangkit daya dengan tiga pemanas air umpan tipe tertutup dan

satu tipe terbuka. Pembangkit daya dengan banyak pemanas air umpan minimal mempunyai satu buah pemanas air umpan terbuka yang beroperasi pada tekanan lebih besar dari tekanan atmosfer sehingga oksigen dan gas-gas lain yang terlarut bisa dibuang dari siklus.



Gambar 1.11. Contoh skema pembangkit daya uap.

1.4. Karakteristik Fluida Kerja, Siklus Uap Biner dan Kogenerasi

Karakteristik fluida kerja

Air paling banyak digunakan sebagai fluida kerja karena beberapa keuntungan, antara lain:

1. Mudah diperoleh,
2. Biaya rendah,
3. Tidak beracun,
4. Stabil secara kimia,
5. Relatif tidak korosif,

6. Perubahan enthalpi spesifik relatif besar.

Namun air juga mempunyai beberapa kekurangan, diantaranya:

1. Suhu kritis air rendah (374,14 °C),
2. Tekanan jenuh pada suhu normal kondenser berada di bawah tekanan atmosfer, sehingga udara bisa masuk ke sistem.

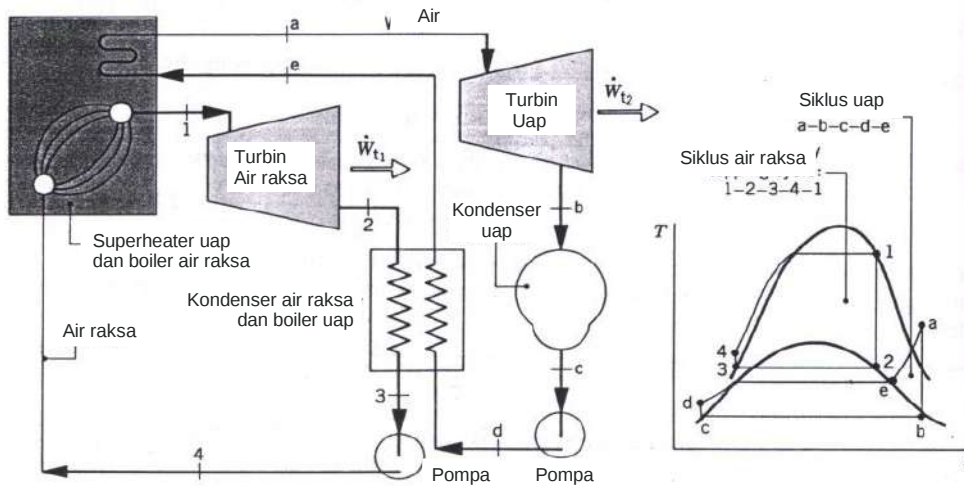
Untuk siklus yang beroperasi pada temperatur yang relatif lebih rendah, fluida kerjanya akan lebih baik jika menggunakan refrigeran, seperti amonia.

Siklus uap biner

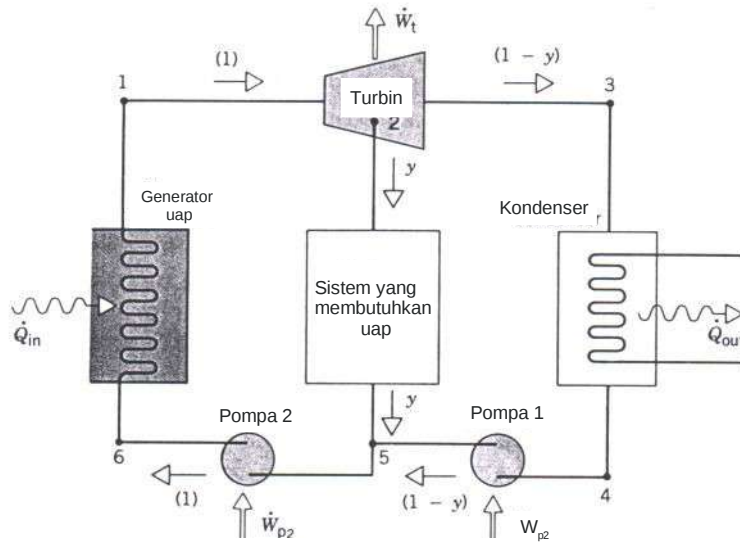
Air bisa digunakan bersama sama bahan lain pada siklus uap biner untuk mendapatkan unjuk kerja keseluruhan yang lebih baik. Siklus daya uap biner adalah siklus yang menggunakan dua fluida kerja, dimana satu mempunyai karakteristik yang baik pada suhu tinggi dan yang lainnya dengan karakteristik yang baik pada suhu yang lebih rendah. Contohnya siklus uap biner air-air raksa/*mercury* (Gambar 1.12).

Siklus kogenerasi

Siklus kogenerasi adalah proses pembangkitan daya dimana pembangkitan uap dilakukan dari pembakaran bahan bakar, namun panas bahan bakar ini juga dimanfaatkan untuk keperluan lain misalnya untuk pembangkitan listrik. Cara ini bisa menaikkan efisiensi dalam penggunaan sumber daya energi. Gambar 1.13 adalah contoh skema sistem kogenerasi



Gambar 1.12. Siklus uap biner Air raksa (mercury) – air.



Gambar 1.13. Skema sistem kogenerasi dimana uap air dikeluarkan dari turbin.

Soal-soal

1. Air digunakan sebagai fluida kerja pada siklus ideal Rankine. Tekanan kondenser adalah 8 kPa, dan uap jenuh memasuki turbin pada (a) 18 MPa dan (b) 4 Mpa. Daya output netto siklus adalah 100 MW. Carilah untuk setiap kasus laju aliran massa uap, dalam kg/h, laju perpindahan kalor untuk fluida kerja ketika melalui boiler dan kondenser, dalam kW, dan efisiensi termal.
2. Air digunakan sebagai fluida kerja pada siklus ideal Rankine. Uap panas lanjut memasuki turbin pada 8 MPa, 480^o C. Tekanan kondenser adalah 8 kPa, daya output netto siklus adalah 100 MW. Carilah:
 - a. Laju perpindahan kalor ke fluida kerja ketika melalui generator uap, dalam kW.
 - b. Efisiensi termal.
 - c. Laju aliran massa air pendingin kondenser, dalam kg/h, jika air pendingin memasuki kondenser pada 15^o C dan keluar pada 35^o C dengan mengabaikan perubahan tekanan.
3. Air adalah sebagai fluida kerja pada siklus daya uap Carnot. Cairan jenuh memasuki boiler pada tekanan 8 MPa, dan uap jenuh memasuki turbin. Tekanan kondenser adalah 8 kPa. Carilah:
 - a. Efisiensi termal.
 - b. Back work ratio.
 - c. Perpindahan panas ke fluida kerja per satuan massa ketika melewati boiler, dalam kJ/kg.
 - d. Perpindahan kalor dari fluida kerja per satuan massa ketika melalui kondenser, dalam kJ/kg.
4. Uap memasuki turbin sebuah pembangkit daya uap dengan tekanan 10 MPa dan berekspansi tanpa perpindahan kalor ke tekanan 8 kPa. Efisiensi turbin isentropik adalah 85%. Carilah temperatur masuk turbin minimum, dalam ^oC, untuk mendapatkan kualitas minimal 90% pada sisi keluar turbin.

5. Uap pada tekanan 10 MPa, dan 600°C memasuki turbin tingkat pertama dari siklus ideal Rankine dengan *reheat*. Uap meninggalkan reheat pada 500°C dan tekanan kondenser 6 kPa. Jika kualitas pada sisi keluar turbin tingkat kedua adalah 90%, carilah efisiensi termal siklus.

BAB II

SISTEM TENAGA GAS

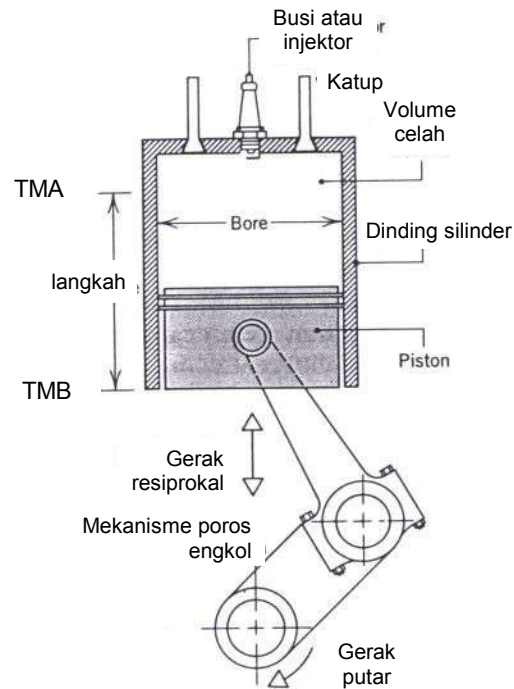
2.1. Mesin Torak

Pada Gambar 2.1 terlihat skema mesin pembakaran dalam bolak-balik dimana mesin tersebut terdiri dari piston/torak yang bergerak didalam silinder yang dilengkapi dengan dua katup. Skema diberi label dengan beberapa istilah dengan definisi sebagai berikut.

- *Bore* adalah diameter silinder.
- *Langkah (stroke)* adalah jarak piston bergerak dalam satu arah. Piston dikatakan berada pada titik mati atas /TMA (*top dead center*) ketika ia bergerak ke posisi dimana volume silinder paling kecil/minimum. Volume minimum ini disebut volume celah (*clearance volume*). Ketika piston bergerak ke posisi volume maksimum maka piston berada pada Titik Mati Bawah/TMB (*bottom dead center*).
- *Volume langkah/sapuan (swept volume)* adalah volume sapuan piston ketika bergerak dari TMA ke TMB.
- *Rasio Kompresi (compression ratio), r* , didefinisikan sebagai volume pada TMB dibagi dengan volume pada TMA.

Gerak bolak balik piston dirobah ke gerak putar dengan mekanisme engkol (*crank*).

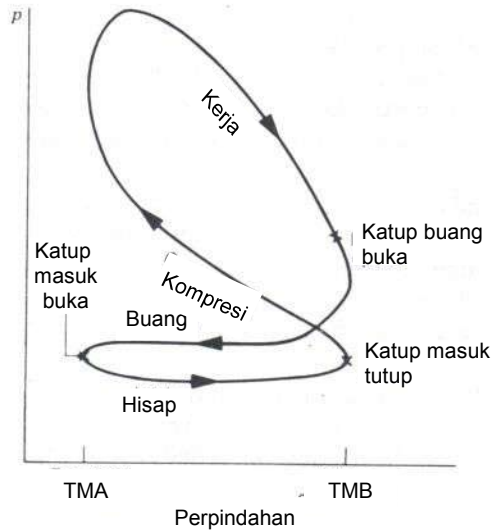
Pada mesin empat langkah, piston menjalani empat langkah di dalam silinder untuk dua putaran poros engkol. Gambar 2.2 memperlihatkan diagram *Tekanan-Langkah* untuk mesin pembakaran dalam.



Gambar 2.1. Penamaan untuk mesin resiprok piston-silinder

- *Langkah hisap* terjadi ketika piston bergerak ke TMB dan katup masuk terbuka. Gas dihisap ke dalam silinder. Pada mesin bensin, gas berupa campuran udara dengan bahan bakar, sedangkan pada mesin diesel hanya udara yang dihisap.
- *Langkah kompresi* terjadi ketika kedua katup menutup, piston bergerak ke TMA sehingga menaikkan suhu dan tekanan gas. Proses ini membutuhkan kerja kepada piston.
- *Langkah kerja* adalah terjadinya reaksi pembakaran di volume celah yang menghasilkan campuran gas yang mempunyai suhu dan tekanan tinggi. Pembakaran dimulai dekat ujung langkah kompresi pada mesin bensin dengan bantuan busi. Pada mesin diesel, pembakaran dimulai dengan menginjeksikan bahan bakar ke udara kompresi yang panas. Hasil pembakaran akan menghasilkan tenaga dan mendorong piston ke TMB.

- *Langkah buang* adalah langkah piston mendorong gas sisa bahan bakar keluar dari silinder melalui katup buang dimana piston bergerak menuju TMA.



Gambar 2.2. Diagram tekanan-perpindahan untuk mesin pembakaran dalam resiprocal.

Pada mesin dua langkah, yang biasanya banyak digunakan pada mesin kecil, langkah hisap, kompresi, ekspansi (kerja) dan buang dilakukan pada satu putaran poros engkol.

Parameter yang digunakan untuk menerangkan unjuk kerja mesin bolak-balik adalah *mean effective pressure, mep* (tekanan efektif rata-rata). Tekanan efektif rata-rata adalah tekanan konstan teoritis dimana dirumuskan:

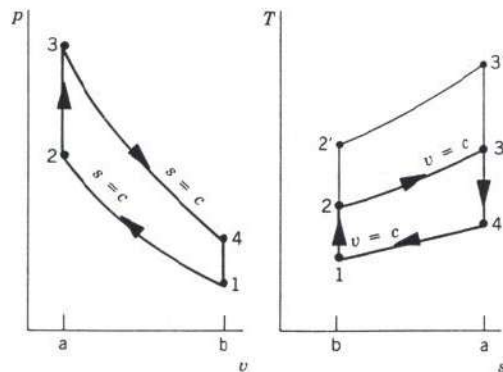
$$mep = \frac{\text{kerja bersih siklus}}{\text{volume langkah}} \quad (2.1)$$

Untuk melakukan analisis termodinamika, beberapa penyederhaan diperlukan. Salah satu prosedur adalah dengan menggunakan *analisis standar-udara* yang mempunyaik kondisi-kondisi berikut :

1. Fluida kerja adalah sejumlah tetap udara yang dimodelkan sebagai gas ideal;
2. Proses pembakaran digantikan dengan perpindahan kalor dari sumber dari luar;
3. Tidak ada proses pembuangan dan pemasukan sebagaimana yang ada pada mesin sebenarnya. Proses diselesaikan dengan proses perpindahan kalor pada volume konstan yang terjadi ketika piston berada pada TMB;
4. Semua proses secara internal adalah reversibel.

2.1.1. Siklus Otto

Siklus udara standar Otto adalah siklus ideal yang mengasumsikan penambahan kalor terjadi secara spontan pada kedudukan piston di TMA. Siklus Otto diperlihatkan pada Gambar 2.3 yang terdiri dari 4 proses reversibel internal yang berurutan.



Gambar 2.3. Diagram $p-v$ dan $T-s$ untuk siklus Otto.

Proses 1 - 2 : adalah kompresi isentropik udara ketika piston bergerak dari TMB ke TMA.

Proses 2 - 3 : adalah perpindahan kalor ke udara pada volume konstan yang diambil dari sumber luar ketika piston berada pada TMA. Proses ini mewakili proses pembakaran.

Proses 3 - 4 : adalah proses ekspansi isentropik (langkah kerja).

Proses 4 - 1 : adalah proses volume konstan dimana kalor dibuang dari udara ketika piston berada pada TMB.

Karena siklus Otto terdiri dari proses reversibel, maka luas daerah pada diagram $T-s$ dan $p-v$ masing-masing bisa diinterpretasikan sebagai kalor dan kerja. Pada diagram $T-s$ daerah 2-3-a-b-2 mewakili kalor yang ditambahkan per satuan massa dan daerah 1-4-a-b-1 adalah kalor yang dilepaskan per satuan massa. Pada diagram $p-v$ daerah 1-2-a-b-1 mewakili kerja input per satuan massa selama proses kompresi dan daerah 3-4-b-a-3 adalah kerja yang dihasilkan per satuan massa pada proses ekspansi.

Dengan mengabaikan energi kinetik dan potensial, maka siklus Otto yang mempunyai dua langkah kerja dan dua langkah perpindahan kalor bisa dirumuskan :

$$\frac{W_{12}}{m} = u_2 - u_1 \quad (2.2)$$

$$\frac{W_{34}}{m} = u_3 - u_4 \quad (2.3)$$

$$\frac{Q_{23}}{m} = u_2 - u_3 \quad (2.4)$$

$$\frac{Q_{41}}{m} = u_4 - u_1 \quad (2.5)$$

dimana u adalah energi dalam spesifik.

Kerja bersih siklus dinyatakan sebagai :

$$\frac{W_{siklus}}{m} = \frac{W_{34}}{m} - \frac{W_{12}}{m} = (u_3 - u_4) - (u_2 - u_1) \quad (2.6)$$

atau
$$\frac{W_{siklus}}{m} = \frac{Q_{23}}{m} - \frac{Q_{41}}{m} = (u_3 - u_2) - (u_4 - u_1) \quad (2.7)$$

Efisiensi termal adalah perbandingan kerja bersih siklus terhadap kalor yang ditambahkan yaitu :

$$\eta = \frac{(u_3 - u_2) - (u_4 - u_1)}{u_3 - u_2} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{u_3 - u_2} \quad (2.8)$$

Untuk proses isentropik 1-2 dan 3-4 berlaku hubungan:

$$v_{r2} = v_{r1} \left(\frac{V_2}{V_1} \right) = \frac{v_{r1}}{r} \quad (2.9)$$

$$v_{r4} = v_{r3} \left(\frac{V_4}{V_3} \right) = r v_{r3} \quad (2.10)$$

dimana : r = rasio kompresi = $V_1 / V_2 = V_4 / V_3$

v_r = volume per satuan massa. Harga v_r bisa dilihat pada tabel udara

Untuk proses adiabatik berlaku rumus:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = r^{\gamma-1} \quad ; \gamma = \text{konstanta} \quad (2.11)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1} = \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad ; \gamma = \text{konstanta} \quad (2.12)$$

dimana: γ = rasio kalor spesifik = c_p / c_v

Efisiensi termal dapat juga dirumuskan dengan:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \tag{2.13}$$

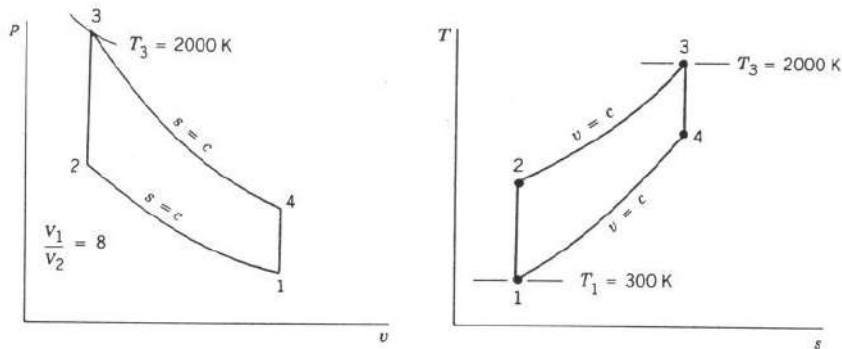
atau

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \tag{2.14}$$

Contoh soal 2.1:

Temperatur pada permulaan proses kompresi dari sebuah siklus Otto standar udara dengan rasio kompresi 8 adalah 300 K, tekanan 1 bar, dan volume silinder 560 m³. Temperatur maksimum selama siklus adalah 2000 K. Carilah (a) temperatur dan tekanan pada setiap akhir proses dari siklus, (b) efisiensi termal, (c) tekanan efektif rata-rata, dalam bar.

Jawab



Gambar 2.4.

Diketahui: $r=8$; $T_1 = 300 \text{ K}$; $p_1 = 1 \text{ bar} = 1 \times 10^5 \text{ Pa}$; $V_1 = 560 \text{ cm}^3 = 560 \times 10^{-6} \text{ m}^3$; $T_3 = 2000 \text{ K}$.

(a) Pada $T_1 = 300 \text{ K}$, dari tabel A-16 memberikan harga $u_1 = 214,7 \text{ kJ/kg}$ dan $v_{r1} = 621,1$

Untuk kompresi isentropik 1 – 2 :

$$v_{r2} = \frac{V_2}{V_1} v_{r1} = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{621,2}{8} = 77,65$$

dari v_{r2} , maka dengan interpolasi, dari tabel A-16, diperoleh: $T_2 = 673 \text{ K}$ dan $u_2 = 491,2 \text{ kJ/kg}$. Dengan menggunakan persamaan gas ideal:

$$p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} \frac{V_1}{V_2} = (1) \left(\frac{673}{300} \right) 8 = 17,95 \text{ bar}$$

Tekanan pada titik 2 dapat dicari dengan cara lain dengan menggunakan persamaan $p_2 = p_1 (p_{r2}/p_{r1})$.

Proses 2 – 3 terjadi pada volume konstan, persamaan gas ideal memberikan:

$$p_3 = p_2 \frac{T_3}{T_2} = (17,95) \left(\frac{2000}{673} \right) = 53,3 \text{ bar}$$

Pada $T_3 = 2000 \text{ K}$, dari tabel A-16 diperoleh: $u_3 = 1678,7 \text{ kJ/kg}$ dan $v_{r3} = 2,776$.

Untuk proses ekspansi isentropik 3 – 4:

$$v_{r4} = v_{r3} \frac{V_4}{V_3} = v_{r3} \frac{V_1}{V_2} = v_{r3} \times r = 2,776(8) = 22,21$$

Interpolasi dari data tabel A-16 dengan v_{r4} memberikan $T_4 = 1043 \text{ K}$, $u_4 = 795,8 \text{ kJ/kg}$. Tekanan pada titik 4 dapat dicari dengan menggunakan persamaan isentropik $p_4 = p_3 (p_{r4} / p_{r3})$ atau persamaan gas ideal yang digunakan pada titik 1 dan 4. Dengan $V_4 = V_1$ persamaan gas ideal memberikan:

$$p_4 = p_1 \frac{T_4}{T_1} = (1) \left(\frac{1043}{300} \right) = 3,48 \text{ bar}$$

(b) Efisiensi termal

$$\begin{aligned} \eta &= 1 - \frac{Q_{41}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{u_3 - u_2} \\ &= 1 - \frac{795,8 - 214,07}{1678,7 - 491,2} = 0,51 \quad (51 \%) \end{aligned}$$

(c) Untuk mendapatkan tekanan efektif rata-rata, perlu diketahui kerja siklus.

$$W_{\text{siklus}} = m [(u_3 - u_4) - (u_2 - u_1)]$$

dimana m adalah massa udara, diperoleh dari persamaan gas ideal sebagai berikut:

$$m = \frac{p_1 V_1}{(R/M) T_1}$$

$$= \frac{(1 \times 10^5)(560 \times 10^{-6})}{\left(\frac{8,314 \times 10^3}{28,97}\right)(300)}$$

$$= 6,5 \times 10^{-4} \text{ kg}$$

dimana $\bar{R} = 8,314 \text{ kJ} = 8,314 \times 10^3 \text{ J}$; $M \text{ udara} = 28,97 \text{ kg/K}$

sehingga:

$$W_{\text{siklus}} = (6,5 \times 10^{-4}) [(1678,7 - 795,8) - (491,2 - 214,07)]$$

$$= 0,394 \text{ kJ}$$

Volume perpindahan adalah $V_1 - V_2$, maka tekanan efektif rata-rata:

$$\text{mep} = \frac{W_{\text{siklus}}}{V_1 - V_2} = \frac{W_{\text{siklus}}}{V_1(1 - V_2/V_1)} = \frac{W_{\text{siklus}}}{V_1(1 - 1/r)}$$

$$= \frac{0,394 \times 10^3}{(560 \times 10^{-6})(1 - 1/8)}$$

$$= 8,04 \times 10^5 \text{ Pa} = 8,04 \text{ bar}$$

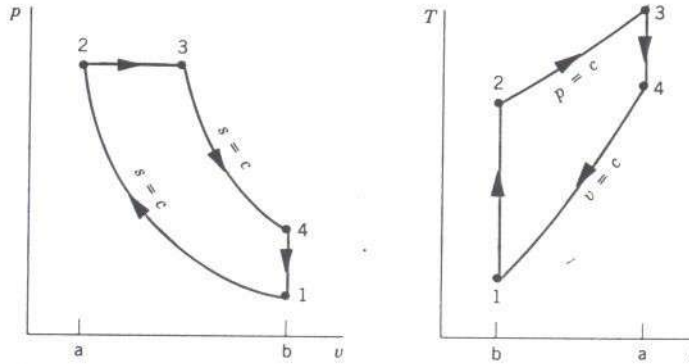
2.1.2. Siklus Diesel

Siklus standar udara Diesel adalah siklus ideal yang mengasumsikan penambahan kalor terjadi selama proses tekanan konstan yang dimulai ketika piston berada pada TMA. Siklus Diesel diperlihatkan pada Gambar 2.5 dimana diperlihatkan diagram $p - v$ dan $T - s$. Siklus terdiri dari empat proses reversibel.

Proses pertama dari kondisi 1 ke 2 adalah kompresi isentropik. Pada proses 2-3 kalor dipindahkan ke fluida kerja pada tekanan konstan. Proses 3 - 4 adalah ekspansi isentropik dan siklus diselesaikan oleh proses volume konstan yaitu proses 4-1, dimana kalor dilepaskan dari udara ketika piston berada pada posisi TMB.

Pada diagram $T - s$, luas daerah 2-3-a-b-2 adalah kalor yang ditambahkan per satuan massa dan luas daerah 1-4-a-b-1 adalah kalor yang dilepaskan per satuan massa. Pada diagram $p - v$, luas daerah 1-2-a-b-1 adalah kerja input persatuan massa

selama proses kompresi dan luas daerah 2-3-4-b-a-2 adalah kerja yang dilakukan per satuan massa ketika piston bergerak dari TMA ke TMB. Luas daerah didalam siklus adalah kerja output bersih dan adalah sama dengan kalor bersih yang ditambahkan.



Gambar 2.5. Diagram p - v dan T - s untuk siklus Diesel standar udara.

Kalor yang diberikan pada proses 2-3:

$$\frac{Q_{23}}{m} = (u_3 - u_2) + p(v_3 - v_2) = (u_3 + pv_3) - (u_2 + pv_2)$$

$$Q_{23} = h_3 - h_2 \quad (2.15)$$

Kalor yang dilepas pada proses 4-1:

$$\frac{Q_{41}}{m} = (u_4 - u_1) \quad (2.16)$$

Efisiensi termal adalah rasio kerja bersih siklus terhadap kalor yang diberikan.

$$\eta = \frac{W_{siklus} / m}{Q_{23} / m} = 1 - \frac{Q_{41} / m}{Q_{23} / m} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2} \quad (2.17)$$

Volume spesifik dirumuskan:

$$v_{r2} = \frac{V_2}{V_1} v_{r1} = \frac{1}{r} v_{r1} \quad (2.18)$$

$$v_{r4} = \frac{V_4}{V_3} v_{r3} = \frac{r}{r_c} v_{r3} \quad (2.19)$$

Untuk mencari T_3 dimana $p_3 = p_2$:

$$T_3 = \frac{V_3}{V_2} T_2 = r_c T_2 \quad (2.19)$$

dimana $r_c = V_3 / V_2$ yang disebut rasio *cutoff*.

Rumus lainnya:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = r^{\gamma-1} \quad (2.20)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{r_c}{r} \right)^{\gamma-1} \quad (2.21)$$

Efisiensi termal:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \left[\frac{r_c^\gamma - 1}{\gamma(r_c - 1)} \right] \quad (2.22)$$

Contoh soal 2.2:

Pada permulaan langkah kompresi dari siklus standar udara Diesel yang beroperasi dengan rasio kompresi 18, temperatur 300 K dan tekanan 0,1 MPa. Cutoff ratio siklus 2. Carilah (a) temperatur dan tekanan pada akhir setiap proses siklus, (b) efisiensi termal, (c) tekanan efektif rata-rata, dalam MPa.

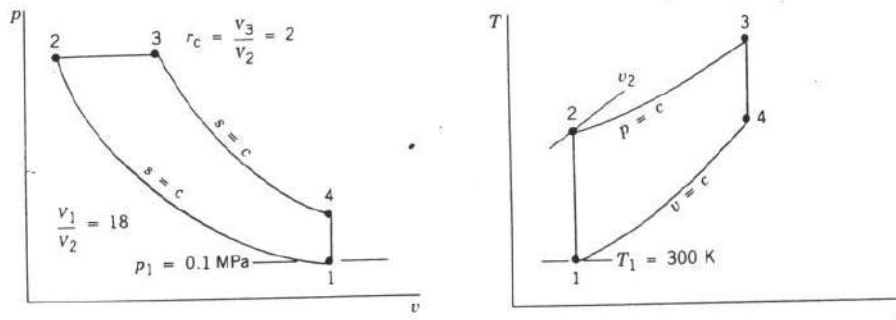
Jawab

Diketahui: $r = 18$; $T_1 = 300$ K; $p_1 = 0,1$ Mpa = 1×10^5 Pa ; $r_c = 2$

(a) Pada $T_1 = 300$ K, dari tabel A-16 diperoleh nilai $u_1 = 214,07$ kJ/kg dan $v_{r1} = 621,2$.

Untuk proses isentropik 1 – 2:

$$v_{r2} = \frac{V_2}{V_1} v_{r1} = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{621,2}{18} = 34,51$$



Gambar 2.6.

Dengan interpolasi dari data pada tabel A-16, diperoleh $T_2 = 898,3$ K dan $h_2 = 930,98$ kJ/kg. Dengan persamaan gas ideal:

$$p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} \frac{V_1}{V_2} = p_1 \frac{T_2}{T_1} r = (0,1) \left(\frac{898,3}{300} \right) (18) = 5,39 \text{ MPa}$$

Tekanan pada titik 2 dapat dihitung dengan cara lain, yaitu dengan menggunakan persamaan isentropik, $p_2 = p_1 (p_{r2} / p_{r1})$

Karena proses 2 – 3 adalah proses tekanan konstan, dengan menggunakan persamaan gas ideal:

$$T_3 = \frac{V_3}{V_2} T_2$$

dengan memasukkan cutoff ratio, $r_c = V_3 / V_2$

$$T_3 = r_c T_2 = 2(898,3) = 1796,6 \text{ K}$$

Dari tabel A-16, $h_3 = 1999,1$ kJ/kg dan $v_{r3} = 3,97$

Untuk proses ekspansi isentropik 3 – 4

$$v_{r4} = \frac{V_4}{V_3} v_{r3} = \frac{V_4}{V_2} \frac{V_2}{V_3} v_{r3}$$

$V_4 = V_1$, maka:

$$v_{r4} = \frac{r}{r_c} v_{r3} = \frac{18}{2} (3,97) = 35,73$$

Dengan interpolasi dari data tabel A-16 untuk v_{r4} , maka $u_4 = 664,3$ kJ/kg dan $T_4 = 887,7$ K. Tekanan pada titik 4 dapat dicari dengan persamaan $p_4 = p_3 (p_{r4} / p_{r3})$ atau dengan persamaan gas ideal untuk titik 1 dan titik 4. Dengan $V_4 = V_1$, persamaan gas ideal memberikan:

$$p_4 = p_1 \frac{T_4}{T_1} = (0,1) \left(\frac{887,7}{300} \right) = 0,3 \text{ MPa}$$

(b) Efisiensi termal:

$$\begin{aligned} \eta &= 1 - \frac{Q_{41}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2} \\ &= 1 - \frac{664,3 - 214,07}{1999,1 - 930,98} = 0,578 \text{ (57,8\%)} \end{aligned}$$

(c) Tekanan efektif rata-rata, ditulis dalam volume spesifik:

$$mep = \frac{W_{\text{siklus}}/m}{v_1 - v_2} = \frac{W_{\text{siklus}}/m}{v_1(1 - 1/r)}$$

kerja netto siklus sama dengan kalor netto yang ditambahkan.

$$\begin{aligned} \frac{W_{\text{siklus}}}{m} &= \frac{Q_{23}}{m} - \frac{Q_{41}}{m} = (h_3 - h_2) - (u_4 - u_1) \\ &= (1999,1 - 930,98) - (664,3 - 214,07) \\ &= 617,9 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

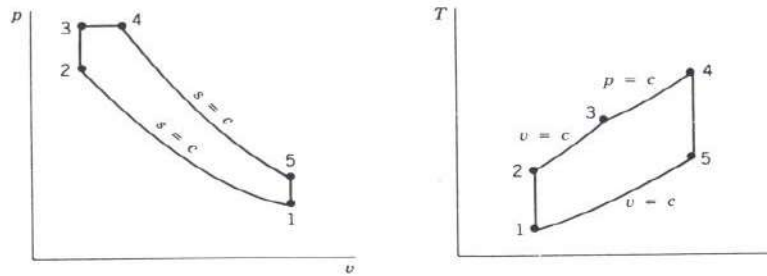
volume spesifik pada titik 1:

$$v_1 = \frac{(\bar{R}/M)T_1}{p_1} = \frac{\left(\frac{8314}{28,97} \right) (300)}{1 \times 10^5} = 0,861 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\begin{aligned} \text{maka: } mep &= \frac{617,9 \times 10^3}{0,861(1 - 1/18)} = 0,76 \times 10^6 \text{ Pa} \\ &= 0,76 \text{ MPa} \end{aligned}$$

2.1.3. Siklus Dual

Diagram $p - v$ “mesin pembakaran dalam” sebenarnya tidak bisa diterangkan dengan baik oleh siklus Otto ataupun siklus Diesel. Sebuah siklus udara standar yang dibuat yang mendekati variasi tekanan yang terjadi pada mesin adalah siklus standar udara *dual*. Gambar 2.7 memperlihatkan diagram $p-v$ dan $T-s$ untuk siklus Dual.



Gambar 2.7. Diagram $p-v$ dan $T-s$ siklus Dual standar udara.

Proses 1-2 adalah kompresi isentropik. Kalor yang ditambahkan terjadi pada dua langkah proses, yaitu proses 2-3 dan 3-4. Proses 2-3 adalah penambahan kalor pada volume konstan dan proses 3-4 adalah penambahan kalor pada tekanan konstan. Proses 3-4 juga merupakan langkah pertama dari langkah kerja. Proses isentropik 4-5 adalah langkah kerja berikutnya. Siklus diselesaikan pada langkah 5-1 berupa proses pelepasan kalor.

Pada proses 1-2 tidak ada perpindahan kalor, dan kerja proses adalah :

$$\frac{W_{12}}{m} = u_2 - u_1 \quad (2.23)$$

Pada proses 2-3 tidak ada kerja, dan perpindahan kalor adalah

$$\frac{Q_{23}}{m} = u_3 - u_2 \quad (2.24)$$

Pada proses 3-4 :

$$\frac{W_{34}}{m} = p(v_4 - v_3) \quad (2.25)$$

dan
$$\frac{Q_{34}}{m} = h_4 - h_3 \quad (2.26)$$

Pada proses 4-5 tidak ada perpindahan kalor :

$$\frac{W_{45}}{m} = u_4 - u_5 \quad (2.27)$$

Pada proses 5-1 tidak ada kerja sehingga :

$$\frac{Q_{51}}{m} = u_5 - u_1 \quad (2.28)$$

Efisiensi termal siklus :

$$\eta = \frac{W_{siklus} / m}{(Q_{23} / m + Q_{34} / m)} = 1 - \frac{Q_{51} / m}{Q_{23} / m + Q_{34} / m} \quad (2.29)$$

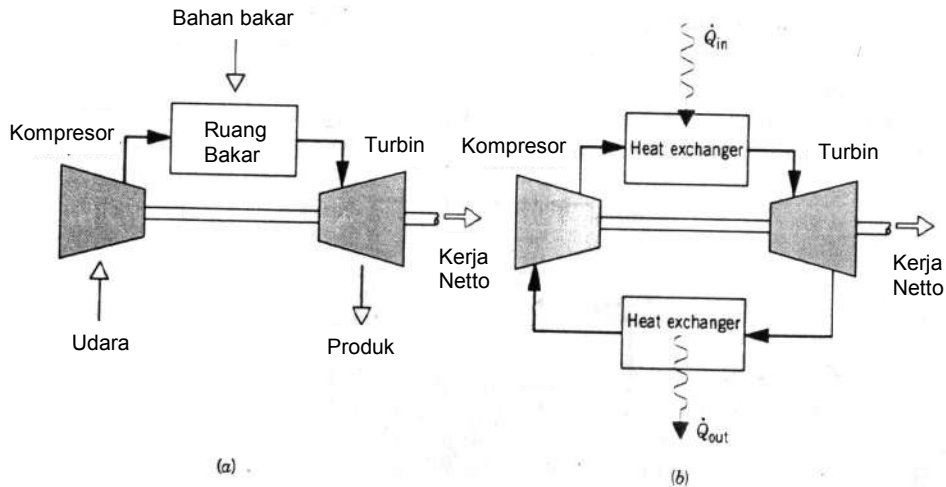
$$\eta = 1 - \frac{(u_5 - u_1)}{(u_3 - u_2) + (h_4 - h_3)} \quad (2.30)$$

2.2. Pembangkit Daya Turbin Gas

Turbin gas cenderung lebih ringan dan kompak dibandingkan dengan pembangkit daya uap. Turbin gas banyak digunakan pada untuk pembangkit daya stasioner. Karena rasio daya terhadap beratnya yang besar. Turbin gas banyak juga dipakai pada penerapan untuk transportasi seperti propulsi pesawat udara, pembangkit daya pada kapal dan sebagainya.

Pembangkit daya turbin gas bisa dioperasikan dalam basis terbuka atau tertutup. Mode terbuka seperti terlihat pada Gambar 2.8a. adalah jenis yang banyak digunakan. Pada mesin ini udara atmosfer secara kontinyu ditarik kedalam kompresor yang akan dikompresi ke tekanan yang lebih tinggi. Udara masuk ke ruang bakar dan dicampur dengan bahan bakar kemudian dibakar. Hasil pembakaran adalah produk yang mempunyai temperatur tinggi. Produk pembakaran akan masuk ke turbin dan mengalami ekspansi sehingga memutar turbin, dan selanjutnya gas/produk pembakaran tersebut dibuang ke lingkungan. Sebagian kerja turbin digunakan untuk

memutar kompresor dan sisanya untuk pembangkit listrik, menggerakkan kendaraan atau tujuan lainnya.



Gambar 2.8. Skema gas turbin sederhana. (a) siklus terbuka ke atmosfer, (b) siklus tertutup.

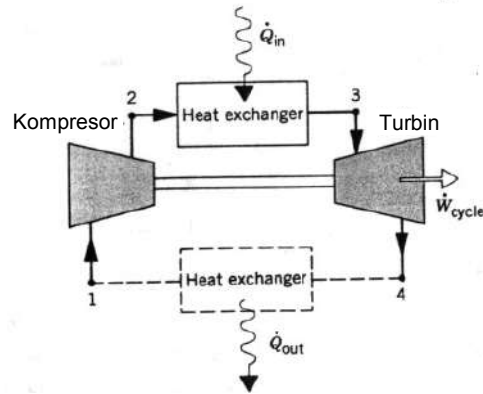
Pada Gambar 2.8b, yang merupakan siklus tertutup, fluida kerja menerima energi dengan cara perpindahan kalor dari sumber luar oleh penukar kalor (*heat exchanger*), seperti misalnya reaktor nuklir berpendingin gas. Selanjutnya gas memasuki turbin dan menghasilkan kerja. Gas yang keluar dari turbin mengalir menuju penukar kalor, dimana disini didinginkan sebelum akhirnya memasuki kompresor.

2.2.1. Siklus Brayton

Sistem turbin gas bekerja berdasarkan siklus Brayton. Diagram skematik sebuah turbin gas standar udara bisa dilihat pada Gambar 2.9.

Kerja turbin per unit massa adalah, W_t :

$$\frac{W_t}{m} = h_3 - h_4 \quad (2.31)$$



Gambar 2.9. Siklus turbin gas standar udara.

Kerja kompresor, W_c :

$$\frac{W_c}{m} = h_2 - h_1 \quad (2.32)$$

Kalor yang ditambahkan, Q_{in} :

$$\frac{Q_{in}}{m} = h_3 - h_2 \quad (2.33)$$

Kalor yang dilepaskan, Q_{out} :

$$\frac{Q_{out}}{m} = h_4 - h_1 \quad (2.34)$$

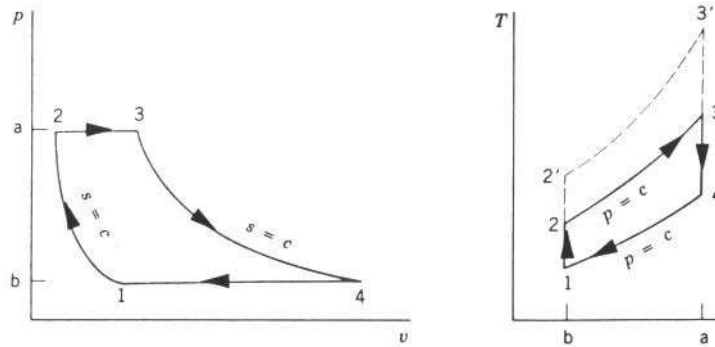
Efisiensi termal :

$$\eta = \frac{W_t / m - W_c / m}{Q_{in} / m} = \frac{(h_1 - h_1) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_4} \quad (2.35)$$

Rasio kerja balik (back work ratio) :

$$bwr = \frac{W_c / m}{W_t / m} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} \quad (2.36)$$

Harga *bwr* yang ada umumnya sekitar 40 – 80%. Siklus ideal Brayton bisa dilihat pada Gambar 2.10.



Gambar 2.10. Siklus Brayton ideal standar udara.

Proses pada kompresor dan turbin adalah isentropik. Pada diagram $T-s$, luas daerah 2-3-a-b-2 mewakili kalor yang ditambahkan per satuan massa dan luas daerah 1-4-a-b-1 adalah kalor yang dilepas per satuan massa. Pada diagram $p-v$, luas daerah 1-2-a-b-1 mewakili kerja input pada kompresor per satuan massa dan luas daerah 3-4-b-a-3 adalah kerja output turbin per satuan massa.

Jika digunakan tabel data udara, maka proses isentropik pada 1-2 dan 3-4 bisa dicari dengan :

$$p_{r2} = p_{r1} \frac{p_2}{p_1} \quad (2.37)$$

$$p_{r4} = p_{r3} \frac{p_4}{p_3} = p_{r3} \frac{p_1}{p_2} \quad (2.38)$$

Harga p_r ditabulasi dari tabel udara. Karena udara mengalir melalui penukar kalor pada tekanan konstan, maka : $p_4/p_3 = p_1/p_2$ maka :

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (2.39)$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = T_3 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (2.40)$$

dimana : γ = rasio kalor spesifik

$$= c_p/c_v$$

2.2.2. Efek Rasio Tekanan Terhadap Unjuk Kerja

Efisiensi termal siklus akan naik apabila rasio tekanan pada kompresor naik. Dari kurva T - s Gambar 2.10 terlihat bahwa kenaikan rasio tekanan akan merubah siklus dari 1-2-3-4-1 ke 1-2'-3'-4-1. Karena temperatur rata-rata penambahan kalor lebih besar pada siklus yang terakhir sementara kedua siklus mempunyai proses pelepasan kalor yang sama, maka siklus 1-2'-3'-4-1 mempunyai efisiensi termal yang lebih tinggi.

Pada kalor spesifik, C_p dan rasio kalor spesifik, γ konstan maka :

$$\eta = \frac{C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (2.41)$$

Atau :

$$\eta = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

karena $T_4/T_1 = T_3/T_2$ maka:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (2.42)$$

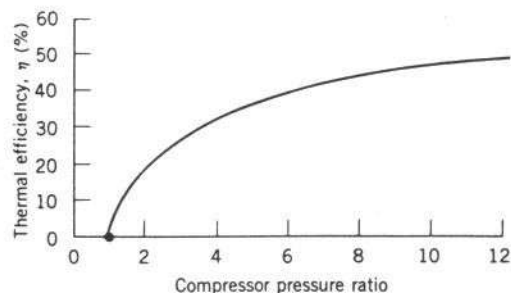
akhirnya didapat :

$$\eta = 1 - \frac{1}{(p_2/p_1)^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (2.43)$$

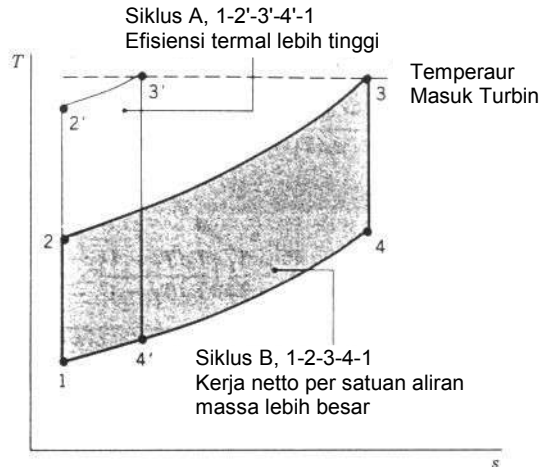
Dari rumus diatas bisa dipelajari bahwa efisiensi termal siklus ideal standar udara dingin Brayton adalah fungsi rasio tekanan pada kompresor. Secara grafik bisa dilihat pada Gambar 2.11 berikut ini untuk harga $\gamma = 1,4$.

Ada batas temperatur ijin sebesar 1700 K yang disebabkan pertimbangan metalurgi pada turbin, maka perlu dipertimbangan hal ini dalam membuat rasio tekanan pada kompresor supaya batas ini tak terlampaui.

Pada Gambar 2.12 diperlihatkan diagram $T-s$ siklus ideal Brayton yang mempunyai temperatur masuk turbin yang sama namun mempunyai rasio tekanan kompresor yang berbeda. Siklus A mempunyai rasio tekanan yang lebih besar dari siklus B dan karena itu mempunyai efisiensi termal yang lebih tinggi, namun siklus B mempunyai luas daerah yang lebih besar sehingga mempunyai kerja bersih yang lebih besar persatuan massa fluida yang mengalir. Kalau siklus A harus mempunyai kerja bersih yang sama dengan siklus B maka dibutuhkan aliran massa yang lebih besar sehingga membuat sistem lebih besar. Untuk mesin kecil dan ringan, rasio tekanan didesain dekat rasio tekanan kompresor sehingga menghasilkan kerja per satuan massa yang paling maksimum.



Gambar 2.11. Efisiensi termal sebagai fungsi rasio tekanan kompresor untuk siklus Brayton ideal standar udara dingin, $\gamma = 1,4$.



Gambar 2.12. Siklus Brayton ideal dengan rasio tekanan berbeda pada temperatur masuk turbin yang sama.

Contoh soal 2.3:

Udara memasuki kompresor pada siklus standar udara ideal Brayton pada 100 kPa, 300 K, dengan laju aliran volume 5 m³/s. Rasio tekanan kompresor adalah 10. Temperatur masuk turbin adalah 1400 K. Carilah (a) efisiensi termal siklus, (b) *back work ratio*, (c) dan daya netto yang dihasilkan, dalam kW.

Jawab

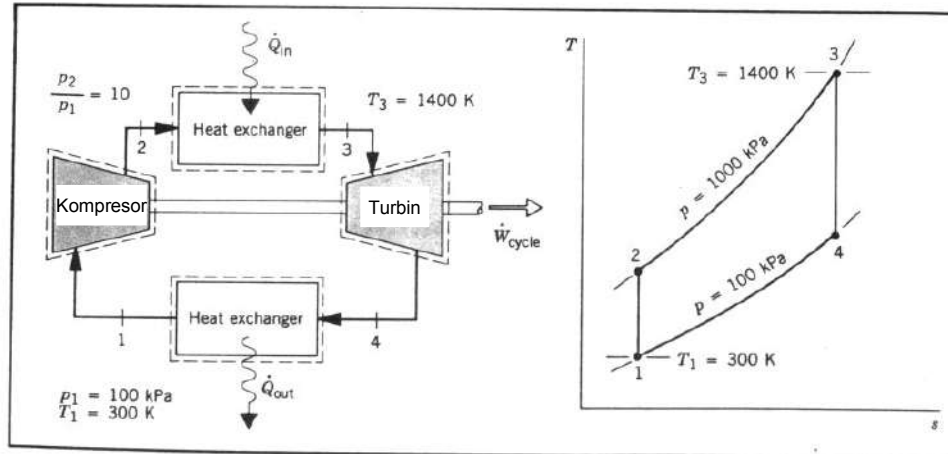
Diketahui: $T_1 = 300 \text{ K}$; $p_1 = 100 \text{ kPa} = 100 \times 10^3 \text{ Pa}$; $(AV) = 5 \text{ m}^3/\text{s}$; $p_2 / p_1 = 10$; $T_3 = 1400 \text{ K}$
 Analisis dimulai dengan menentukan enthalpi spesifik untuk setiap titik pada siklus. Pada titik 1, temperatur adalah 300 K. Dari tabel A-16, $h_1 = 300,19 \text{ kJ/kg}$, dan $p_{r1} = 1,386$.

Karena kompresor prosesnya adalah isentropik, persamaan berikut digunakan untuk mencari h_2 :

$$p_{r2} = \frac{p_2}{p_1} p_{r1} = (10)(1,386) = 13,86$$

kemudian, dengan interpolasi dari tabel A-16, diperoleh $h_2 = 579,9 \text{ kJ/kg}$

Pada titik 3, temperatur adalah $T_3 = 1400 \text{ K}$. Dari tabel A-16 diperoleh $h_3 = 1515,4 \text{ kJ/kg}$, dan $p_{r3} = 450,5$.



Enthalpi spesifik pada titik 4:

$$p_{r4} = \frac{p_4}{p_3} p_{r3} = (1/10)(450,5) = 45,05$$

dengan interpolasi dari tabel A-16, diperoleh $h_4 = 808,5$ kJ/kg

(a) Efisiensi termal

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{(\dot{W}_t / \dot{m}) - (\dot{W}_c / \dot{m})}{\dot{Q}_{in} / \dot{m}} \\ &= \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = \frac{(1515,4 - 808,5) - (579,9 - 300,19)}{1515,4 - 579,9} \\ &= \frac{706,9 - 279,7}{935,5} = 0,457 \text{ (45,7\%)} \end{aligned}$$

(b) back work ratio:

$$\text{bwr} = \frac{\dot{W}_c / \dot{m}}{\dot{W}_t / \dot{m}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} = \frac{(579,9 - 300,19)}{(1515,4 - 808,5)} = \frac{279,7}{706,9} = 0,396 \text{ (39,6\%)}$$

(c) Daya netto yang dihasilkan.

$$\dot{W}_{\text{siklus}} = \dot{m}[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)]$$

Asy'ari Daryus

Universitas Darma Persada - Jakarta

laju aliran massa:

$$\dot{m} = \frac{(AV)_1}{v_1}$$

karena $v_1 = (\bar{R}/M)T_1/p_1$,

$$\text{maka: } \dot{m} = \frac{(AV)_1 p_1}{(\bar{R}/M)T_1} = \frac{(5)(100 \times 10^3)}{\left(\frac{8314}{28,97}\right)(300)}$$

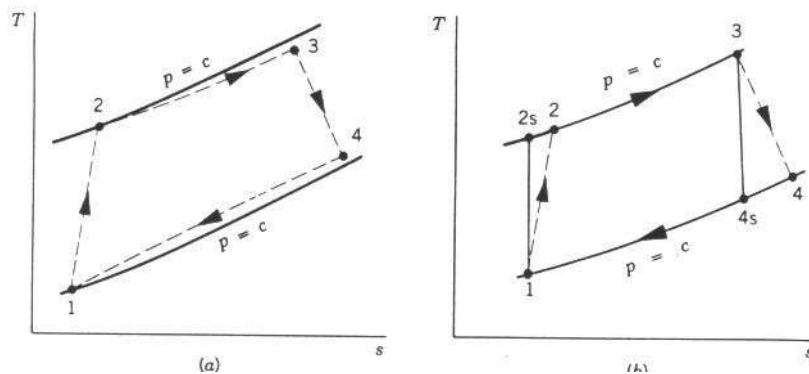
$$= 5.807 \text{ kg/s}$$

Akhirnya diperoleh:

$$\dot{W}_{\text{siklus}} = (5,807)(706,9 - 279,7) = 2481 \text{ kJ/s (kW)}$$

2.2.3. Prinsip Ireversibilitas dan Kerugian-kerugian

Titik titik proses yang lebih realistis dari siklus gas tertutup untuk pembangkit daya turbin gas diperlihatkan oleh Gambar 2.13a. Karena adanya ireversibilitas pada kompresor dan turbin, fluida kerja akan mengalami kenaikan entropi spesifik pada komponen ini. Disamping itu juga ada rugi tekanan pada fluida kerja yang melewati penukar kalor (atau ruang bakar). Namun kerugian jatuh tekanan jauh lebih kecil dari kerugian karena ireversibilitas, maka hal ini akan diabaikan dan hanya akan membahas kerugian karena ireversibilitas.



Gambar 2.13. Pengaruh ireversibilitas pada siklus turbin gas tertutup sederhana.

Karena ireversibilitas pada kompresor dan turbin akan menyebabkan kerja yang dihasilkan turbin menurun dan kerja input untuk kompresor naik sehingga secara keseluruhan akan menurunkan kerja bersih yang dihasilkan pembangkit. Untuk mengurangi kerugian, diperlukan efisiensi turbin dan kompresor yang tinggi.

Efisiensi turbin dan kompresor seperti Gambar 2.13b. adalah:

$$\eta_t = \frac{(W_c / m)}{(W_t / m)_s} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (2.44)$$

$$\eta_c = \frac{(W_c / m)_s}{(W_t / m)} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.45)$$

dimana η_t dan η_c masing masing adalah efisiensi turbin dan kompresor.

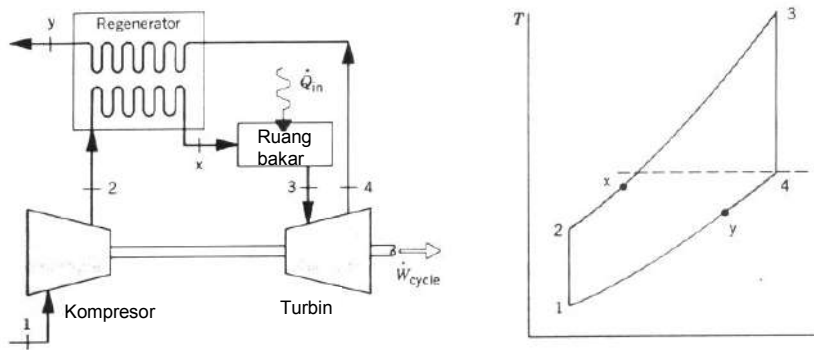
2.2.4. Turbin Gas Regeneratif

Temperatur gas buang turbin biasanya berada diatas temperatur ambien. Karena itu gas buang turbin gas mempunyai potensi untuk dimanfaatkan sehingga mengurangi kerugian karena dibuang langsung ke lingkungan. Satu cara untuk memanfaatkan gas buang ini adalah dengan memakai penukar kalor yang disebut *regenerator*. *Regenerator* berfungsi memanaskan gas yang keluar dari kompresor sebelum memasuki ruang bakar dimana generator mengambil panas dari panas gas buang. Karena udara yang masuk ke ruang bakar panas, maka kerja ruang bakar akan lebih ringan.

Siklus Brayton dengan sebuah regenerator bisa dilihat pada Gambar 2.14. Regenerator tersebut adalah penukar kalor jenis *counterflow* (aliran lawan arah) dimana gas buang turbin dan udara berjalan dalam arah berlawanan. Kalor yang ditambahkan per satuan massa menjadi :

$$\frac{Q_{in}}{m} = h_3 - h_x \quad (2.46)$$

Dalam siklus ini efisiensi termal meningkat.

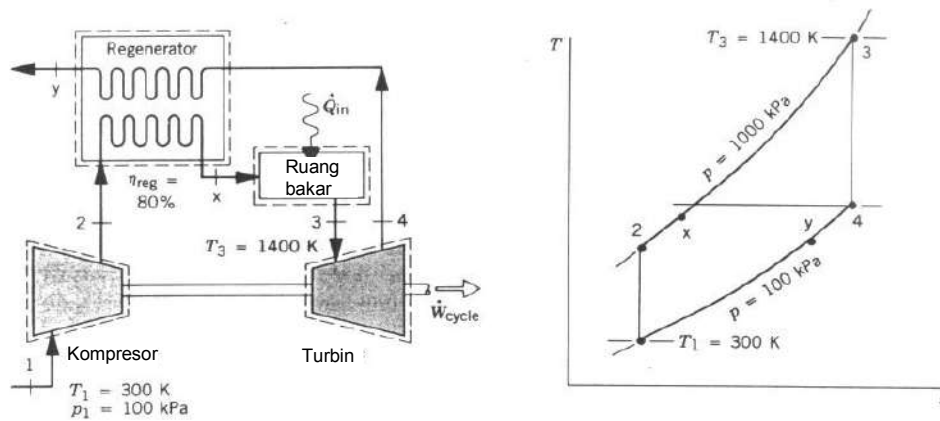


Gambar 2.14. Siklus turbin gas standar udara regeneratif.

Contoh soal 2.4:

Jika sebuah *regenerator* dengan efektivitas 80% dipasang pada siklus contoh soal sebelumnya, carilah efisiensi termal.

Jawab



Gambar 2.15.

Diketahui: $\eta_{reg} = 80\%$

Harga enthalpi spesifik pada setiap titik dari gambar di atas sama dengan contoh soal sebelumnya. $h_1 = 300,19 \text{ kJ/kg}$; $h_2 = 579,9 \text{ kJ/kg}$; $h_3 = 1515,4 \text{ kJ/kg}$; $h_4 = 808,5 \text{ kJ/kg}$.

Untuk mendapatkan enthalpi spesifik h_x efektivitas regenerator digunakan berikut ini.

$$\eta_{\text{reg}} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2}$$

$$\begin{aligned} \text{harga } h_x : \quad h_x &= \eta_{\text{reg}}(h_4 - h_2) + h_2 \\ &= (0,8)(808,5 - 579,9) + 579,9 = 762,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Efisiensi termal:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{(\dot{W}_t / \dot{m}) - (\dot{W}_c / \dot{m})}{(\dot{Q}_{\text{in}} / \dot{m})} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_x)} \\ &= \frac{(1515,4 - 808,5) - (579,9 - 300,19)}{(1515,4 - 762,8)} \\ &= 0,568 \text{ (56,8\%)} \end{aligned}$$

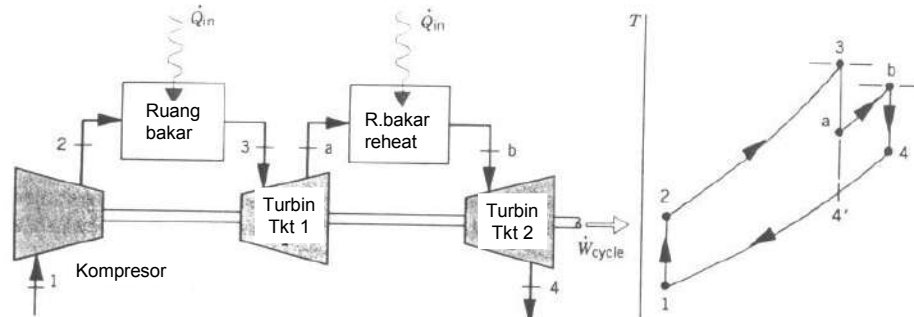
Dengan membandingkan hasil di atas dengan contoh soal sebelumnya, terbukti bahwa efisiensi termal meningkat dengan proses regenerasi.

2.2.5. Turbin Gas Regeneratif Dengan Reheat dan Pendinginan Antara

Dua modifikasi dari turbin gas dasar untuk meningkatkan kerja bersih adalah *multistage expansion with reheat* (ekspansi banyak tingkat dengan *reheat*) dan *multistage compression with intercooling* (kompresi banyak tingkat dengan pendinginan antara). Jika kedua modifikasi ini dikombinasikan dengan *Regeneratif* maka akan menghasilkan peningkatan efisiensi termal yang cukup banyak.

A. Turbin Gas dengan Reheat

Karena alasan metalurgi, temperatur gas hasil pembakaran yang masuk turbin harus dibatasi. Temperatur ini bisa dikontrol dengan memberikan jumlah udara yang berlebih untuk membakar bahan bakar di dalam ruang bakar. Sebagai hasilnya gas yang keluar dari ruang bakar mengandung cukup udara untuk mendukung pembakaran bahan bakar tambahan. Beberapa pembangkit *turbin* gas melakukan ini dengan cara turbin banyak tingkat dengan pembakar *reheat* diantara tingkatnya. Pada Gambar 2.16 diperlihatkan sketsa dan diagram *T-s* turbin gas dua tingkat.



Gambar 2.16. Turbin gas ideal dengan reheat.

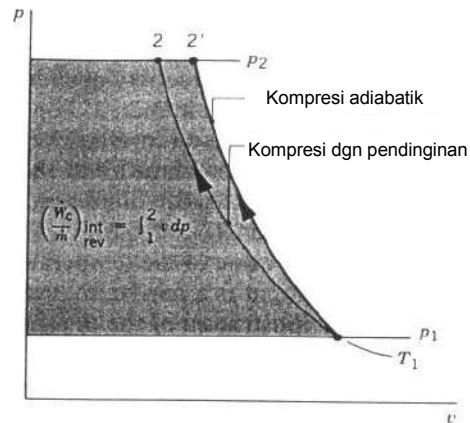
Setelah ekspansi dari kondisi 3 ke a pada turbin pertama, gas dipanaskan kembali pada tekanan konstan dari kondisi a ke kondisi b. Ekspansi diselesaikan pada turbin gas kedua yaitu dari kondisi b ke kondisi 4. Dari kurva $T-s$, siklus ideal Brayton ditunjukkan oleh siklus 1-2-3-4'-1 sebagai perbandingan. Karena garis tekanan konstan divergen sedikit dengan kenaikan entropi maka kerja total dari kedua turbin lebih besar dari ekspansi tunggal pada kondisi 3 ke 4'. Karena itu kerja bersih siklus reheat lebih besar dari siklus tanpa reheat. Disamping itu temperatur gas buang turbin dengan reheat akan lebih besar dari pada yang tanpa reheat sehingga bisa dikembangkan untuk sistem regeneratif.

Jika reheat dan regeneratif digunakan bersama-sama maka efisiensi termal akan meningkat secara signifikan.

B. Kompresi Dengan Pendinginan Antara

Kerja output juga bisa ditingkatkan dengan mengurangi kerja input kompresor. Hal ini dilakukan dengan kompresi banyak tingkat dengan pendinginan antara.

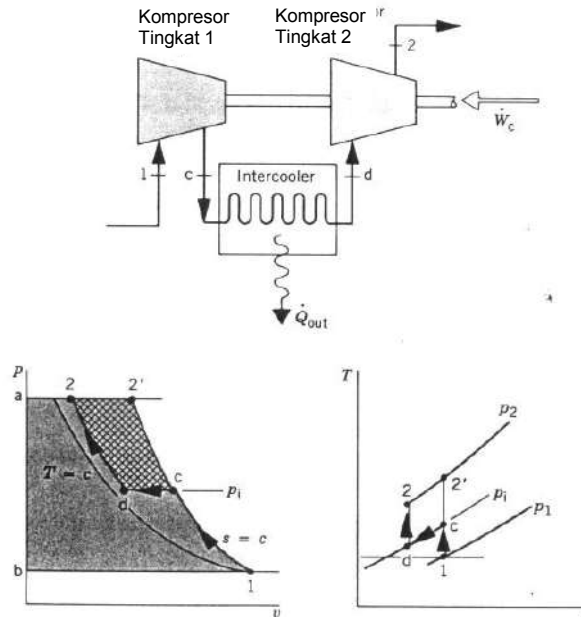
Pada diagram $p-v$ di Gambar 2.17, terlihat dua jalur kompresi yang mungkin dari titik 1 ke titik tekanan akhir p_2 . Jalur 1-2' adalah kompresi adiabatik dan jalur 1-2 adalah kompresi dengan pelepasan kalor fluida kerja ke lingkungannya. Luas daerah disisi kiri jalur adalah jumlah kerja per unit massa masing masing proses. Luas daerah yang lebih kecil pada 1-2 mempunyai arti bahwa kerja proses ini lebih kecil dibandingkan dengan proses kompresi adiabatik 1-2'. Hal ini berarti bahwa pendinginan gas selama kompresi akan menguntungkan dari sisi kerja input.



Gambar 2.17. Proses kompresi reversibel internal antara dua tekanan tetap.

Cara praktis untuk melakukan pendinginan gas yang dikompresi adalah dengan melakukan kompresi dalam beberapa tingkat menggunakan penukar kalor yang disebut *intercooler* (pendingin antara). Pendingin antara akan mendinginkan gas pada antar tingkat kompresor. Gambar 2.18 memperlihatkan kompresor dua tingkat dengan pendingin antara. Proses 1-*c* adalah kompresi isentropik dimana tekanannya pada *c* adalah p_i . Pada proses *c-d* gas didinginkan pada tekanan konstan dari suhu T_c ke T_d . Proses *d-2* adalah kompresi isentropik ke kondisi 2. Kerja input per satuan massa aliran diperlihatkan pada diagram $p-v$ oleh daerah arsiran 1-*c-d-2-a-b-1*. Tanpa pendinginan antara, gas akan dikompresi secara isentropik satu tingkat dari kondisi 1 ke 2' dan kerja input adalah daerah tertutup 1-2'-*a-b-1*. Daerah *c-d-2-2'-c* adalah pengurangan kerja input yang didapat pada proses dengan pendinginan antara.

Kerja yang dihemat tergantung pada temperatur keluar pendingin antara, T_d dan tekanan pendingin antara, p_i .



Gambar 2.18. Kompresi dua tingkat dengan pendingin antara.

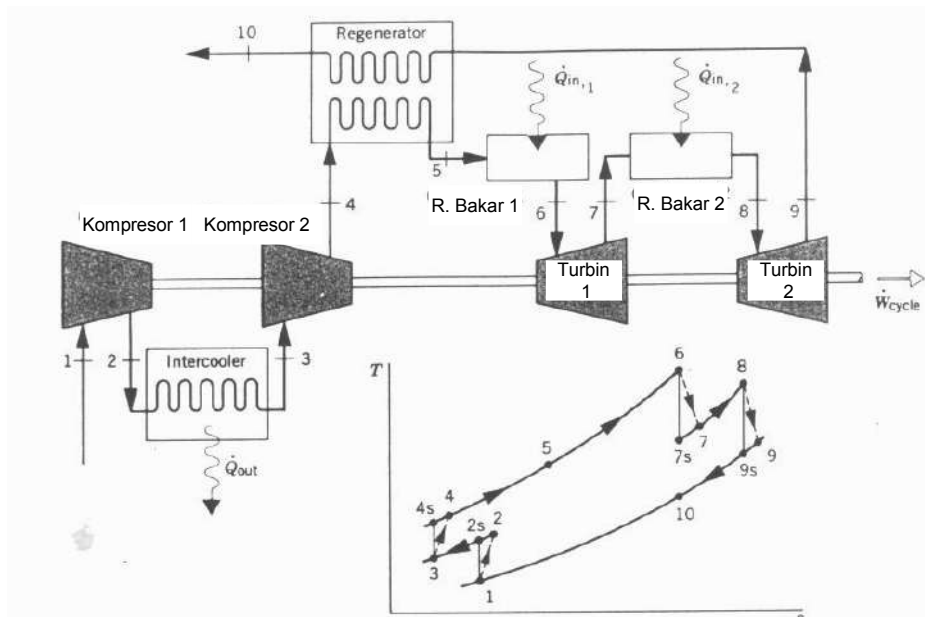
2.2.6. Reheat dan Pendinginan Antara

Reheat dan pendinginan antara memberikan dua keuntungan, yaitu kerja bersih output naik dan potensi untuk regenerasi meningkat. Dan apabila *reheat* dan pendinginan antara digunakan bersama-sama dengan regenerasi, peningkatan yang substansial atas unjuk kerja bisa diperoleh. Gambar 2.19 memperlihatkan pengaturan secara bersama-sama *reheat*, pendinginan antara, dan regenerasi.

2.2.7. Turbin Gas Untuk Propulsi Pesawat Terbang

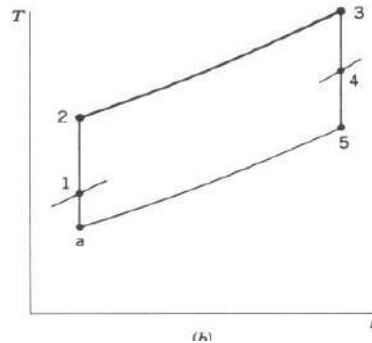
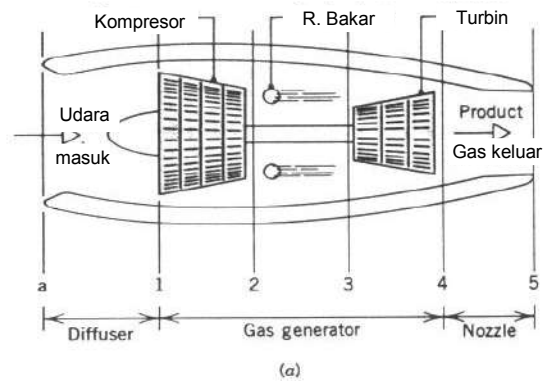
Turbin gas sangat cocok digunakan sebagai propulsi pesawat udara karena rasio daya terhadap beratnya yang tinggi. Mesin *turbo jet* adalah jenis yang banyak digunakan, dimana skemanya ditunjukkan oleh Gambar 2.20. Mesin jenis ini terdiri dari 3 bagian utama, yaitu difuser, *gas generator*, dan *nozzle*. Difuser terletak di

depan kompresor yang memperlambat udara masuk mesin. Kenaikan tekanan karena perlambatan dikenal dengan istilah efek *ram*. Bagian *gas generator* terdiri dari kompresor, ruang bakar dan turbin, dengan fungsi yang sama dengan pembangkit daya turbin gas untuk komponen yang sama. Pada mesin turbo jet daya output turbin hanya cukup untuk menggerakkan kompresor dan komponen tambahan. Gas yang keluar turbin mempunyai tekanan yang lebih tinggi dari tekanan atmosfer dan berekspansi pada nosel sehingga kecepatannya tinggi sebelum dilepaskan ke lingkungan. Perubahan kecepatan secara keseluruhan dari gas relatif terhadap mesin menghasilkan kenaikan gaya propulsif atau gaya dorong/aksial.



Gambar 2.19. Turbin gas regeneratif dengan pendinginan antara dan *reheat*.

Beberapa mesin turbo jet dilengkapi dengan *after burner* (pembakar lanjut, Gambar 2.21). Peralatan tambahan ini adalah peralatan *reheat* dimana bahan bakar tambahan diinjeksi ke gas yang keluar turbin dan terbakar sehingga menghasilkan temperatur yang lebih tinggi. Hasilnya diperoleh kecepatan gas yang tinggi di keluaran nosel sehingga meningkatkan gaya dorong. Diagram *T-s* untuk proses mesin turbo jet ideal bisa dilihat pada Gambar 2.20b.

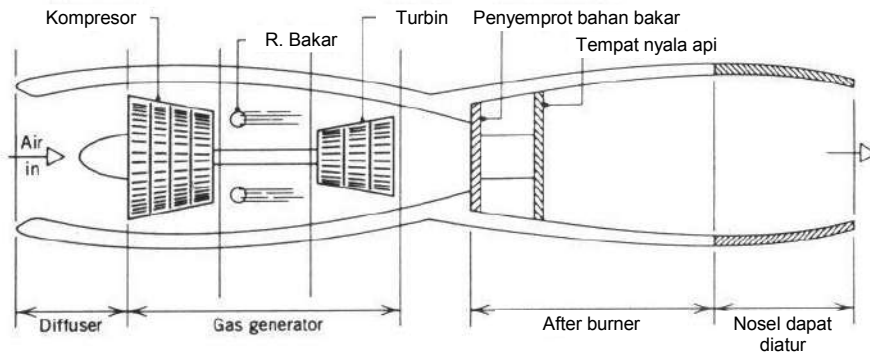


Gambar 2.20. Skema mesin turbo jet dan diagram $T-s$ nya.

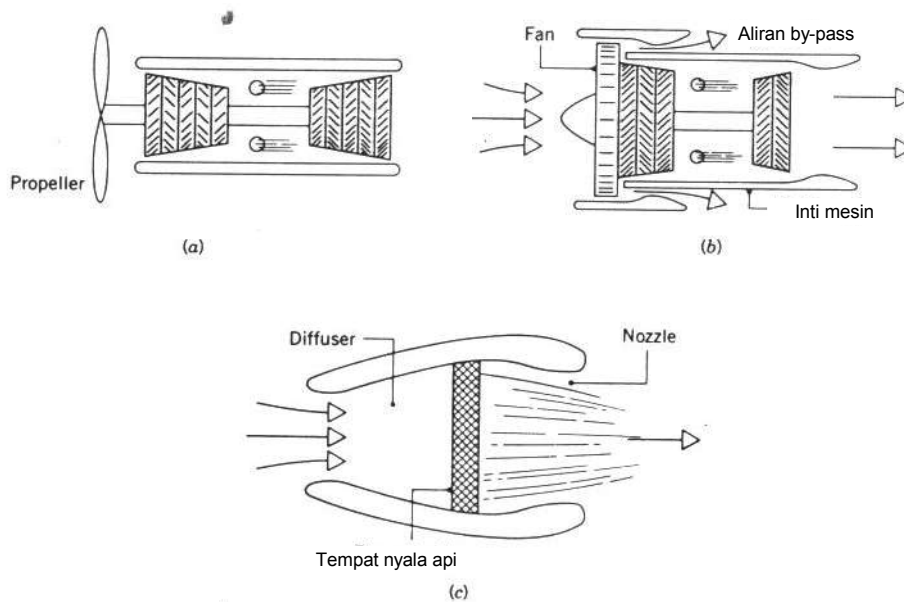
Untuk siklus ideal, proses pada difuser, kompresor, turbin dan nosel adalah isentropik dan pembakaran terjadi pada tekanan konstan. Proses a-1 menunjukkan kenaikan tekanan yang terjadi difuser karena perlambatan fluida yang melaluinya. Proses 1-2 adalah kompresi isentropik. Proses 2-3 adalah tekanan konstan dengan penambahan kalor. Proses 3-4 adalah ekspansi isentropik pada turbin dimana kerja dihasilkan. Proses 4-5 adalah ekspansi isentropik pada nosel dimana udara mengalami percepatan dan tekanan menurun.

Aplikasi turbin gas lain yang berkaitan adalah mesin *turboprop* dan *turbofan*. Mesin turboprop diperlihatkan pada Gambar 2.22a, dimana terdiri dari turbin gas dan baling-baling (*propeler*). Kerja bersih yang dihasilkan turbin diberikan ke baling

baling yang akan memberikan daya dorong bagi pesawat udara. Mesin turboprop efisien untuk kecepatan sampai kira-kira 600 km/jam.



Gambar 2.21. Skema mesin turbojet dengan afterburner.



Gambar 2.22. Contoh lain dari mesin pesawat udara. (a) turboprop. (b) turbofan. (c) Ramjet.

Mesin turbofan, seperti yang diperlihatkan Gambar 2.22b, adalah mesin seperti turbojet dengan sekumpulan sudu *fan* di sisi depan mesin. *Fan* akan mengakselerasi

udara disekitar inti. Terdapat aliran *by-pass* (pintas) yang berfungsi memberikan daya dorong untuk lepas landas, sedangkan aliran inti mesin berfungsi memberikan daya dorong untuk menjelajah. Mesin turbopan umumnya digunakan untuk pesawat komersil dengan kecepatan terbang sampai 1000 km/jam.

Jenis mesin sederhana khusus lainnya ditunjukkan pada Gambar 2.22c yaitu *ramjet*. Mesin ini tidak memerlukan kompresor dan turbin. Kenaikan tekanan diperoleh dengan perlambatan udara masuk yang berkecepatan tinggi pada difuser (efek *ram*). Supaya *ramjet* bisa beroperasi, pesawat udara mesti sudah terbang dengan kecepatan tertentu. Produk pembakaran yang keluar ruang bakar berekspansi melalui nosel sehingga menghasilkan daya dorong.

2.2.8. Siklus Daya Gabungan Turbin Gas - Uap

Aliran buang turbin pada turbin gas masih mempunyai temperatur yang relatif masih tinggi. Salah satu cara untuk memanfaatkan gas buang turbin dalam meningkatkan pemanfaatan bahan bakar adalah dengan cara memasang *regenerator* dimana panas gas buang turbin dimanfaatkan untuk memanaskan udara antara kompresor dan ruang bakar. Cara lain adalah membuat siklus gabungan seperti Gambar 2.23, dimana siklus tersebut gabungan dari siklus daya turbin gas dan siklus daya uap. Dua siklus daya dikopel sehingga kalor input bagi siklus uap didapatkan dari siklus gas turbin.

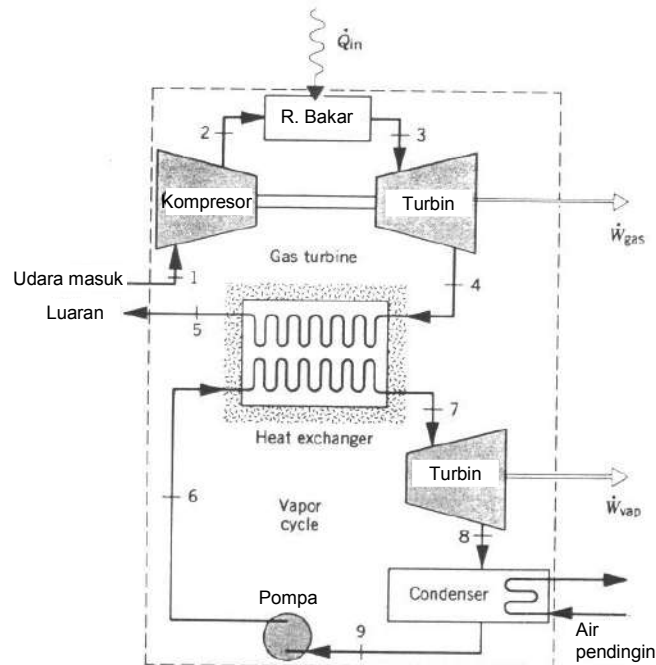
Siklus gabungan akan mempunyai efisiensi termal yang lebih tinggi dibandingkan jika siklus berdiri sendiri. Efisiensi termal siklus gabungan adalah :

$$\eta = \frac{W_{gas} + W_{vap}}{Q_{in}} \quad (2.47)$$

dimana : W_{gas} = kerja bersih yang dihasilkan gas turbin

W_{vap} = kerja bersih yang dihasilkan oleh siklus uap

Q_{in} = kalor yang diberikan di fluida kerja.



Gambar 2.23. Pembangkit daya kombinasi turbin gas-turbin uap.

Keseimbangan laju energi dan massa pada penukar kalor dari siklus dirumuskan:

$$m_v(h_7 - h_6) = m_a(h_4 - h_5) \quad (2.48)$$

dimana: m_v = laju aliran massa uap

m_a = laju aliran massa udara

2.3. Aliran Mampat Melalui Nosel dan Difuser

Dalam banyak aplikasi teknik, gas bergerak pada kecepatan relatif tinggi dan memperlihatkan perubahan kerapatan yang cukup berarti. Contohnya aliran melalui nosel dan difuser pada mesin jet atau aliran melalui terowongan angin. Aliran ini dikenal sebagai aliran mampat (*compressible flow*).

Analisis aliran mampat memerlukan prinsip kekekalan massa dan energi, hukum kedua termodinamika dan hubungan antara sifat-sifat termodinamika dari gas

yang mengalir. Hukum kedua Newton tentang gerak juga diperlukan. Hukum kedua Newton tentang gerak pada sistem yang mempunyai massa tetap dirumuskan:

$$\mathbf{F} = m \mathbf{a}$$

dimana : \mathbf{F} = gaya resultan yang bekerja pada sistem

m = massa

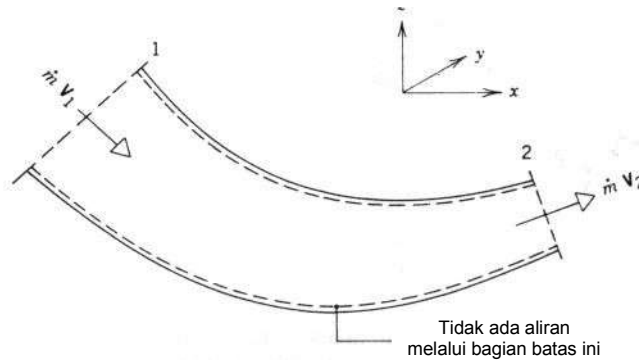
\mathbf{a} = percepatan

Anggaplah sebuah volume atur seperti Gambar 2.24 dimana terdiri dari sebuah masukan ditandai dengan 1, dan sebuah keluaran yang ditandai dengan 2. Aliran diasumsikan sebagai satu dimensi pada lokasi ini.

Momentum bisa terjadi di dalam atau di luar volume atur pada sisi masuk dan keluar, dan perpindahan tersebut bisa dirumuskan sebagai :

$$\left[\begin{array}{l} \text{laju perpindahan momentum} \\ \text{yang dipindahkan kedalam} \\ \text{volume atur} \end{array} \right] = m \mathbf{V}$$

Dalam ekspresi ini momentum per satuan massa yang mengalir melewati batas pengatur volume diberikan oleh kecepatan \mathbf{V} .



Gambar 2.24. Volume atur dengan satu masukan, satu keluaran pada keadaan *steady* dengan transfer momentum karena aliran massa.

Dengan pernyataan, hukum kedua Newton untuk volume atur adalah :

$$\left[\begin{array}{l} \text{laju perubahan momentum} \\ \text{yang berada didalam} \\ \text{volume atur} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{gaya resultan} \\ \text{yang bekerja pada} \\ \text{volume atur} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{laju bersih dimana} \\ \text{momentum dipindahkan} \\ \text{kedalam pengatur} \\ \text{karena aliran massa} \end{array} \right]$$

Pada kondisi *steady*, jumlah total momentum yang ada dalam volume atur adalah konstan terhadap waktu. Hukum Newton menyatakan bahwa gaya resultan \mathbf{F} yang beraksi pada volume atur adalah sama dengan perbedaan antara laju momentum yang keluar dan masuk pengatur volume, ditulis :

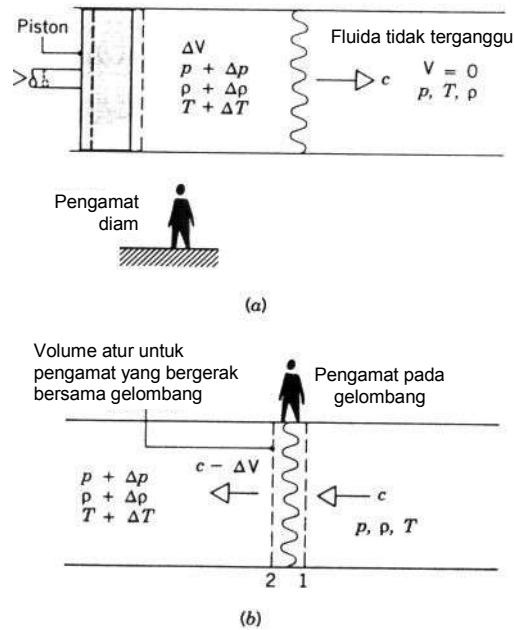
$$\mathbf{F} = m_2 \mathbf{V}_2 - m_1 \mathbf{V}_1 = m(\mathbf{V}_2 - \mathbf{V}_1)$$

karena $m_2 = m_1$ pada kondisi *steady*, aliran massa ditulis sebagai m .

2.3.1. Kecepatan Suara dan Bilangan Mach

Gelombang suara adalah gangguan tekanan kecil yang menjalar melalui media gas, cairan atau padatan pada kecepatan c dan bergantung pada sifat-sifat medianya. Gambar 2.25a memperlihatkan gelombang suara bergerak ke kanan dengan kecepatan c . Gelombang dilihat dari sudut pandang pengamat yang diam. Gelombang dibangkitkan oleh gerakan kecil piston. Di daerah sebelah kanan, dimana fluida tidak terganggu gelombang, mempunyai tekanan, kerapatan dan temperatur masing-masing p , ρ dan T . Sementara di sebelah kiri, dimana telah dilalui gelombang, terjadi perubahan kondisi pada fluida, dimana kecepatan menjadi ΔV , tekanan menjadi $p + \Delta p$, kerapatan menjadi $\rho + \Delta \rho$ dan temperatur menjadi $T + \Delta T$.

Akan lebih mudah menganalisis situasi ini dari sudut pandang seorang pengamat pada sisi gelombang seperti diperlihatkan pada Gambar 2.25b. Bagi seorang pengamat yang berada pada sisi gelombang, gelombang bergerak menuju gelombang stasioner dari kanan dengan kecepatan c , tekanan p , dan temperatur T dan bergerak ke kiri dengan kecepatan $c - \Delta V$, tekanan $p + \Delta p$, kerapatan $\rho + \Delta \rho$, dan temperatur $T + \Delta T$.



Gambar 2.25. Ilustrasi yang digunakan untuk menganalisis perambatan gelombang suara. (a) Perambatan gelombang tekanan melalui fluida, relatif terhadap pengamat diam. (b) Pengamat dalam keadaan diam terhadap gelombang.

Perubahan kecepatan dirumuskan:

$$\Delta V = (c/\rho) \Delta\rho \tag{i}$$

dan perubahan tekanan: $\Delta p = \rho c \Delta V \tag{ii}$

Kombinasi persamaan i dan ii diperoleh :

$$c = \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta \rho}} \tag{2.49}$$

Untuk gelombang suara, perubahan tekanan, kerapatan dan temperatur melewati dinding adalah cukup kecil dan juga hubungan tekanan dan kerapatan melewati dinding mendekati isentropik, kecepatan suara menjadi :

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} \quad (2.50)$$

Atau dalam variabel volume spesifik :

$$c = \sqrt{-v^2 \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s} \quad (2.51)$$

Untuk gas ideal persamaan menjadi :

$$c = \sqrt{\gamma RT} \quad (2.52)$$

Perbandingan antara kecepatan fluida, V dengan kecepatan suara, c pada keadaan yang sama disebut *Bilangan Mach*, M , dirumuskan dengan:

$$M = \frac{V}{c} \quad (2.53)$$

Jika : $M > 1$: Aliran adalah supersonik/*hypersonic*

$M < 1$: Aliran subsonik

$M = 1$: Aliran sonik

Contoh soal 2.5:

Hitunglah kecepatan suara di udara dengan temperatur 300 K dan 650 K.

Jawab:

Pada $T = 300$ K, dari tabel A-14 diperoleh $\gamma = 1,4$

sehingga:

$$c = \sqrt{\gamma RT}$$

$$c = \sqrt{1,4 \times 287 \times 300} = 347,2 \text{ m/s}$$

Pada $T = 650$ K, dari tabel A-14 diperoleh nilai $\gamma = 1,37$; sehingga:

$$c = \sqrt{1,37 \times 287 \times 650} = 505,5 \text{ m/s}$$

Soal-soal

1. Sebuah siklus standar udara Otto mempunyai rasio kompresi 8,5. Pada permulaan kompresi, $p_1 = 100$ kPa dan $T_1 = 300$ K. Penambahan kalor per satuan massa udara adalah 1400 kJ/kg. Carilah:
 - a. kerja netto, dalam kJ per k udara.
 - b. efisiensi termal siklus.
 - c. tekanan efektif rata-rata, dalam kPa.
2. Tekanan dan temperatur pada permulaan kompresi pada siklus standar udara Diesel masing-masing adalah 95 kPa dan 290 K. Pada akhir penambahan kalor, tekanannya adalah 6,5 MPa dan temperatur 2000 K. Carilah:
 - a. Rasio kompresi.
 - b. Cutoff ratio.
 - c. Efisiensi termal siklus
 - d. Tekanan efektif rata-rata, dalam kPa.
3. Siklus standar udara dual mempunyai rasio kompresi 17 dan cutoff ratio 1,2. Pada permulaan kompresi, $p_1 = 95$ kPa dan $T_1 = 310$ K. Tekanan naik menjadi dua kali lipat pada proses penambahan kalor volume konstan. Jika massa udara 0,5 kg, carilah:
 - a. Penambahan kalor pada volume konstan dan tekanan konstan, dalam kJ
 - b. Kerja netto siklus, dalam kJ.
 - c. Kalor yang dibuang, dalam kJ.
 - d. Efisiensi termal.
4. Udara memasuki kompresor pada siklus standar udara ideal Brayton pada 100 kPa, 300 K, dengan laju aliran volume 5 m³/s. Rasio tekanan kompresor adalah 10. Untuk temperatur masuk turbin 1000, 1200, dan 1600 K, carilah:
 - a. Efisiensi normal siklus.
 - b. Back work ratio.
 - c. Daya netto yang dihasilkan, dalam kW.
5. Udara memasuki kompresor dari turbin gas sederhana pada 100 kPa, 300 K, dengan laju aliran volume 5 m³/s. Rasio tekanan kompresor adalah 10 dan efisiensi isentropik adalah 85%. Pada sisi masuk turbin, tekanannya adalah 950 kPa dan temperatur 1400 K. Turbin mempunyai efisiensi isentropik 88%

dan tekanan sisi keluarnya adalah 100 kPa. Berdasarkan basis analisis standar udara, carilah:

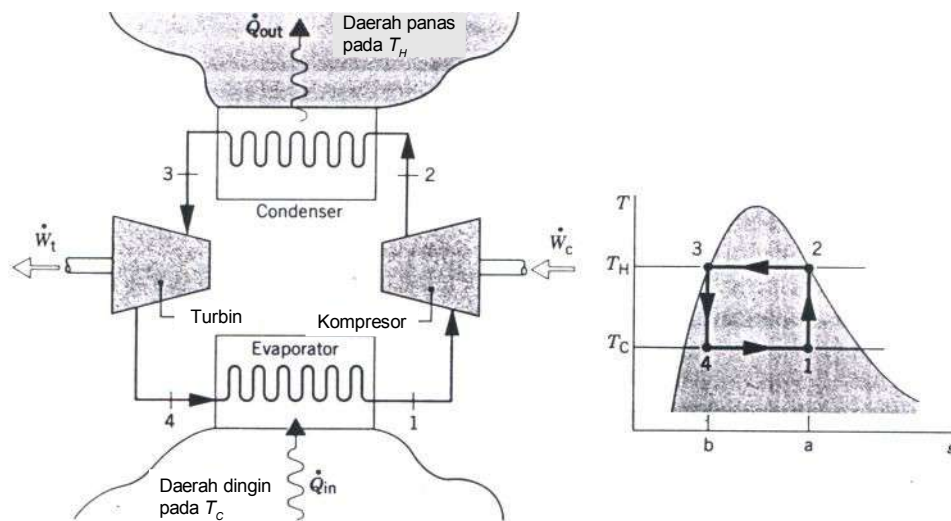
- a. Efisiensi termal siklus.
- b. Daya netto yang dihasilkan, dalam kW.

BAB III

SISTEM PENDINGIN DAN POMPA KALOR

3.1. Sistem Pendingin

Pada Gambar 3.1 terlihat skema siklus pendingin uap Carnot dan diagram T - s . Pada siklus, refrigeran bersirkulasi melalui beberapa komponen dengan proses internal reversibel.



Gambar 3.1. Siklus pendingin uap Carnot.

Sesuai Gambar 3.1, refrigeran masuk ke *evaporator* pada titik 4 dalam keadaan 2 fase yaitu campuran cairan dan uap. Pada evaporator sebagian refrigeran berubah fase

dari cair ke uap karena adanya perpindahan kalor dari daerah yang dengan temperatur T_C ke refrigeran. Temperatur dan tekanan refrigeran tetap konstan selama proses dari titik 4 ke 1. Refrigeran kemudian di kompresi secara adiabatik dari titik 1, dimana refrigeran berada pada kondisi campuran cair-uap, ke titik 2 dimana fasenya menjadi uap jenuh. Selama proses ini temperatur dan tekanan refrigeran naik. Selanjutnya refrigeran masuk ke kondenser dan fase refrigeran akan berubah menjadi cairan jenuh saat keluar kondenser karena terjadi perpindahan kalor ke daerah bertemperatur T_H (titik 2 ke 3). Temperatur dan tekanan tetap konstan selama ini. Refrigeran kembali ke kondisi pada saat masuk evaporator melalui proses ekspansi adiabatik pada turbin, yaitu titik 3 ke titik 4. Pada proses ini temperatur dan tekanan refrigeran turun.

Karena siklus pendingin uap Carnot terdiri dari proses reversibel, luas daerah pada diagram $T-s$ merupakan besar perpindahan kalor. Luas daerah 1-a-b-4-1 adalah kalor yang ditambahkan ke refrigeran dari daerah dingin dan luas daerah 2-a-b-3-2 adalah kalor yang dilepaskan ke daerah panas. Daerah tertutup 1-2-3-4-1 adalah perpindahan kalor bersih yang dipindahkan oleh refrigeran.

Koefisien performansi (COP = Coeficient Of Performance) atau β dari siklus pendingin adalah:

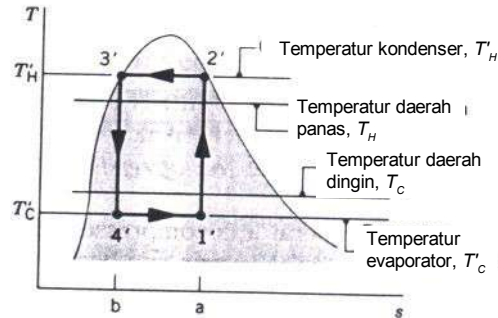
$$\beta_{max} = \frac{\dot{Q}_i / \dot{m}}{\dot{W}_c / \dot{m} - \dot{W}_i / \dot{m}} \quad (3.1)$$

$$\beta_{max} = \frac{\text{area 1-a-b-4-1}}{\text{area 1-2-3-4-1}} = \frac{T_c (S_a - S_b)}{(T_H - T_C) - (S_a - S_b)} \quad (3.2)$$

$$= \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (3.3)$$

Siklus pendingin uap aktual bergeser sedikit dari siklus ideal di atas dan mempunyai koefisien performansi lebih rendah dari hasil hitungan dengan rumus di atas.

Dalam siklus aktual, untuk menjaga temperatur pada daerah T_C , refrigeran harus mempunyai temperatur dibawah T_C yaitu T_C' , begitu juga untuk daerah T_H maka temperatur refrigeran harus diatasnya yaitu T_H' seperti Gambar 3.2.



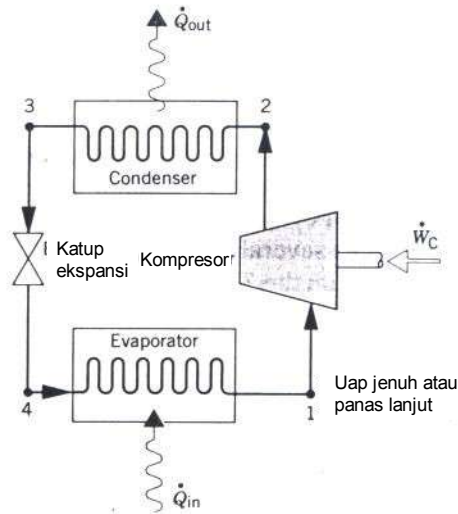
Gambar 3.2. Perbandingan temperatur kondenser dengan evaporator dengan daerah panas dan dingin.

Bila temperatur refrigeran dalam penukar kalor pada T_C' dan T_H' maka koefisien refrigerasi akan turun dengan rumus:

$$\beta' = \frac{\text{area } 1'-a-b-4'-1}{\text{area } 1'-2'-3'-4'-1} = \frac{T'_C}{T'_H - T'_C} \quad (3.4)$$

Hal lain yang membuat siklus pendingin uap Carnot tidak praktis dibuat adalah kondisi fase refrigeran masuk kompresor dimana refrigeran masuk pada fase campuran cair-uap. Kompresor akan rusak jika ada fase cair yang masuk ke dalamnya, sehingga pada sistem sebenarnya hanya fase uap yang masuk ke dalam kompresor atau dikenal dengan *kompresi kering*.

Hal lain yang membuat siklus Carnot tidak praktis adalah proses ekspansi cairan jenuh dari titik 3 ke campuran 2 fase cair-uap ke titik 4. Proses ini menghasilkan kerja yang kecil bila dibandingkan kerja untuk kompresor. Apabila proses dari 3 ke 4 ini dilakukan oleh turbin, kerja output masih kecil karena turbin yang beroperasi pada kondisi ini mempunyai efisiensi yang rendah. Oleh sebab itu umumnya turbin diganti dengan sebuah katup *throttle*. Siklus kemudian akan menjadi seperti Gambar 3.3. Siklus ini disebut sistem pendingin kompresi uap.



Gambar 3.3. Komponen-komponen sistem pendingin kompresi uap.

3.1.1. Pendingin Kompresi Uap

Berdasarkan Gambar 3.3, proses yang terjadi pada tiap tahapan adalah sebagai berikut:

- pada sisi evaporator, laju keseimbangan energi dan massa adalah :

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad (3.5)$$

dimana, \dot{m} = laju aliran massa refrigeran

\dot{Q}_{in} = laju aliran kalor atau kapasitas pendinginan

- Laju keseimbangan energi dan massa pada kompresor :

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad (3.6)$$

dimana : \dot{W}_c / \dot{m} = laju daya input per satuan massa refrigeran.

- Pada sisi kondenser :

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \quad (3.7)$$

- Akhirnya refrigeran memasuki katup *throttle* atau katup ekspansi. Proses ini disebut proses *throttling* dimana:

$$h_4 = h_3 \quad (3.8)$$

Tekanan refrigeran menurun karena ekspansi adiabatik ireversibel dan terjadi kenaikan entropi. Refrigeran keluar dari katup pada titik 4 sebagai campuran 2 fase cair-uap.

Koefisien performansi sistem seperti Gambar 3.3 adalah :

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{in}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.9)$$

3.1.2. Unjuk Kerja Sistem Kompresi Uap

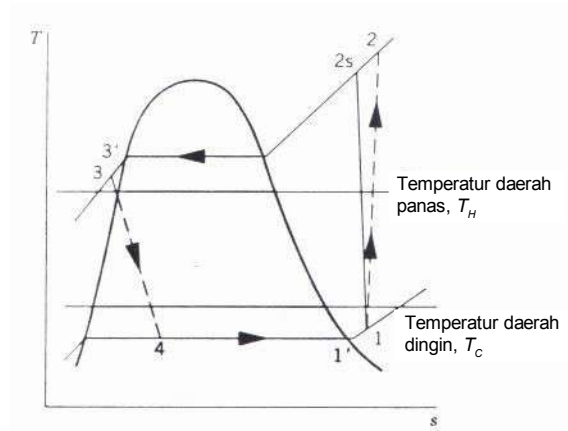
Pada siklus kompresi uap ideal maka siklusnya adalah 1-2s-3-4-1 sebagaimana ditunjukkan oleh diagram $T-s$ pada Gambar 3.4. Siklus terdiri dari proses-proses berikut:

Proses 1-2s : kompresi isentropik refrigeran dari titik 1 ke tekanan kondenser pada titik 2s;

Proses 2s-3 : perpindahan kalor dari refrigeran ketika mengalir pada tekanan konstan melewati kondenser;

Proses 3-4 : proses *throttling* dari titik 3 ke campuran 2 fase cair-uap di titik 4;

Proses 4-1 : perpindahan kalor ke refrigeran ketika mengalir pada tekanan konstan melalui evaporator.



Gambar 3.4. Diagram T - s siklus pendingin kompresi uap.

Semua proses diatas secara internal adalah reversibel kecuali pada proses *throttling*. Walaupun terdapat proses ireversibel, siklus dianggap ideal. Siklus 1-2-3-4-1 merupakan siklus aktual dimana terjadi proses ireversibel pada proses kompresi dari 1 ke 2 dan membutuhkan kerja input yang lebih besar. Efisiensi kompresor isentropik dirumuskan :

$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_c / \dot{m})_s}{(\dot{W}_c / \dot{m})} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.10)$$

Hal-hal lain yang merupakan penyimpangan dari kondisi ideal adalah jatuh tekanan ketika refrigeran mengalir melalui evaporator, kondenser dan sambungan-sambungan pipa dari berbagai komponen. Jatuh tekanan ini tidak dibahas disini untuk menyederhanakan pembahasan.

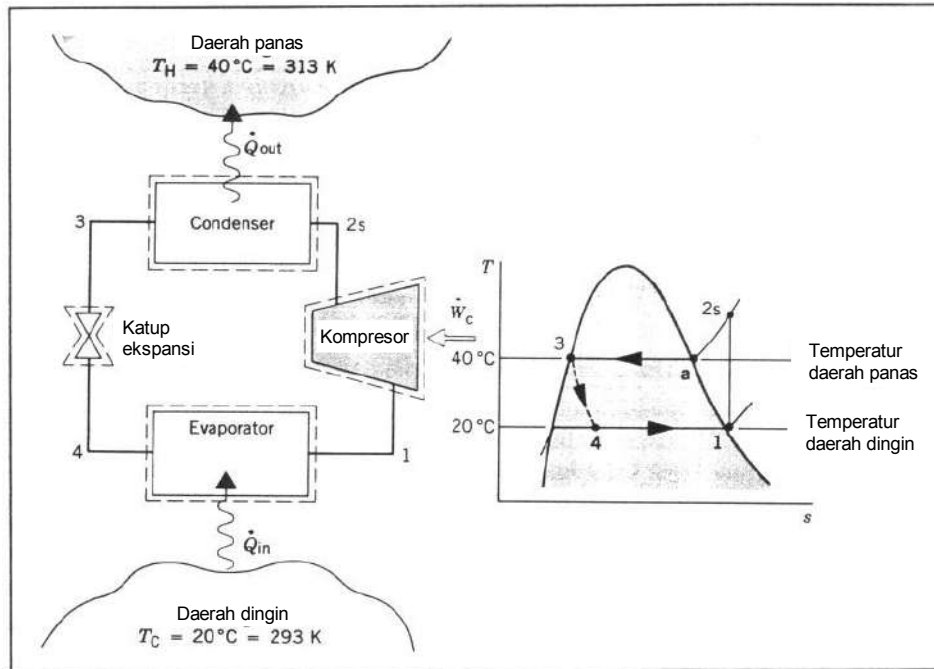
Contoh soal 3.1:

Refrigeran 12 adalah fluida kerja pada siklus pendingin kompresi-uap ideal yang menghubungkan daerah dingin 20°C dan daerah panas 40°C . Uap jenuh memasuki kompresor pada 20°C dan cairan jenuh meninggalkan kondenser pada 40°C . Laju aliran massa refrigeran adalah $0,008 \text{ kg/s}$. Carilah (a) daya kompresor, dalam kW, (b) kapasitas pendinginan, dalam ton, (c) koefisien performansi, dan (d) koefisien performansi siklus pendingin Carnot yang beroperasi antara daerah panas 40°C dan daerah dingin 20°C .

Asy'ari Daryus

Universitas Darma Persada - Jakarta

Jawab



Diketahui: $T_C = 20^\circ \text{C} = 293 \text{ K}$; $T_H = 40^\circ \text{C} = 313 \text{ K}$; $T_1 = 20^\circ \text{C} = 293 \text{ K}$; $T_3 = 40^\circ \text{C} = 313 \text{ K}$; $\dot{m} = 0,008 \text{ kg/s}$

Pertama-tama adalah menentukan keadaan pada setiap titik dari diagram T - s . Pada sisi masuk kompresor, refrigeran adalah uap jenuh pada 20°C , dari tabel A-7, $h_1 = 195,78 \text{ kJ/kg}$, dan $s_1 = 0,6884 \text{ kJ/kg-K}$.

Tekanan pada titik 2s adalah tekanan jenuh pada 40°C atau $p_2 = 9,6065 \text{ bar}$. Proses kompresi adalah isentropik (entropi konstan), dan refrigeran pada titik 2s adalah uap panas lanjut (*superheat*). Dengan interpolasi dari tabel A-9 didapatkan $h_{2s} = 205,1 \text{ kJ/kg}$.

Titik 3 adalah cairan jenuh pada 40°C , sehingga $h_3 = 74,59 \text{ kJ/kg}$. Ekspansi melalui katup adalah proses throttle sehingga $h_4 = h_3$.

(a) Kerja input kompresor

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_{2s} - h_1)$$

dimana \dot{m} adalah laju aliran massa refrigeran.

$$\begin{aligned}\dot{W}_c &= (0,008)(205,1 - 195,78) \\ &= 0,075 \text{ kJ/s} = 0,075 \text{ kW}\end{aligned}$$

(b) Kapasitas pendinginan:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{in} &= \dot{m}(h_1 - h_4) \\ &= (0,008)(195,78 - 74,59) = 0,969 \text{ kJ/s} \\ &= 0,969 \times 60 = 58,17 \text{ kJ/min} \\ &= 58,17 / 211 = 0,276 \text{ ton}\end{aligned}$$

(c) Koefisien performansi:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2s} - h_1} = \frac{195,78 - 74,59}{205,1 - 195,78} = 13,0$$

(d) Untuk siklus Carnot yang beroperasi pada $T_H = 313 \text{ K}$ dan $T_C = 293 \text{ K}$, koefisien performansi:

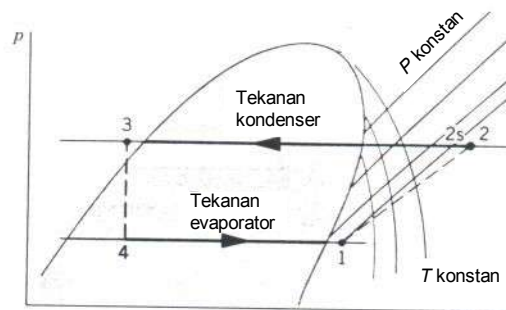
$$\beta_{max} = \frac{T_c}{T_H - T_C} = \frac{293}{(313 - 293)} = 14,65$$

3.1.3. Sifat-sifat Refrigeran

Golongan refrigeran yang umum adalah *halogenated hydrocarbon*, seperti Refrigeran 12 dengan nama kimia *dichlorodifluoromethane* (CCl_2F_2) atau dikenal dengan nama dagang Freon-12 dan Ganatron-12. Amonia juga merupakan refrigeran lain yang penting, terutama dalam sistem pendingin absorpsi.

Karena *halogenated refrigerant* mempunyai efek terhadap lapisan ozon bumi, maka, perjanjian internasional telah menyepakati bahwa penggunaan refrigeran jenis ini sudah tidak dibolehkan. Senyawa kimia *tetrafluoroethane* CF_3CFH_2 atau disebut Refrigeran 134a yang tidak mengandung halogen merupakan pengganti dari Refrigeran 12. Berbagai jenis refrigeran ramah lingkungan lainnya juga sudah dikembangkan dan digunakan saat ini.

Pemilihan jenis refrigeran didasarkan atas kesesuaian hubungan tekanan-temperatur pada aplikasi. Hal lain yang diperhatikan dalam memilih refrigeran adalah kestabilan kimia, *toxicity* (tingkat keracunan), sifat korosif, dan biaya. Jenis kompresor juga mempengaruhi pemilihan refrigeran. Kompresor sentrifugal cocok digunakan bagi tekanan evaporator rendah dan refrigeran dengan volume spesifik besar pada tekanan rendah. Kompresor torak baik digunakan untuk jangkauan tekanan besar dan refrigeran dengan volume spesifik rendah. Diagram termodinamik yang banyak digunakan dalam bidang pendingin adalah diagram $p-h$. Contoh diagram $p-h$ bisa dilihat pada Gambar 3.5.



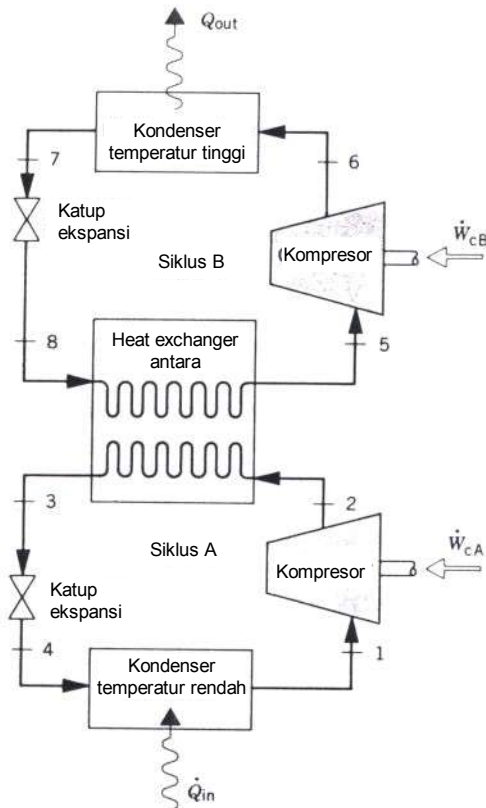
Gambar 3.5. Prinsip bentuk diagram tekanan-enthalpi pada refrigeran, dengan memasukkan siklus kompresi uap.

3.1.4. Sistem Kompresi Uap Kaskada

Pengaturan siklus gabungan pada sistem pendingin disebut siklus kaskada. Gambar 3.6 memperlihatkan siklus kaskada ganda dimana dua siklus pendingin kompresi-uap, yang diberi label A dan B, disusun berurutan (seri) dengan penukar kalor (*heat exchanger*) aliran silang yang menghubungkannya.

Pada penukar kalor antara (*intermediate heat exchanger*), energi dilepaskan selama kondensasi oleh refrigeran pada siklus temperatur rendah A yang digunakan untuk menguapkan refrigeran pada siklus temperatur lebih tinggi B. Efek pendingin yang diinginkan terjadi pada siklus A dan kalor yang dilepaskan dari keseluruhan siklus terjadi pada kondenser temperatur tinggi. Koefisien performansi siklus adalah perbandingan efek refrigeran terhadap kerja input total.

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{W}_{cA} + \dot{W}_{cB}} \quad (3.11)$$



Gambar 3.6. Contoh siklus pendingin tekanan uap kaskada.

Laju aliran massa pada masing-masing siklus biasanya berbeda. Siklus kaskada bisa memiliki tiga atau lebih siklus.

Keuntungan utama dari siklus kaskada dengan penukar kalor jenis tertutup adalah refrigeran pada dua tingkat atau lebih bisa dipilih sesuai dengan tekanan evaporator dan kondenser dalam dua atau lebih jangkauan temperatur.

3.1.5. Sistem Kompresi-Uap Banyak Tingkat Dengan Pendinginan Antara

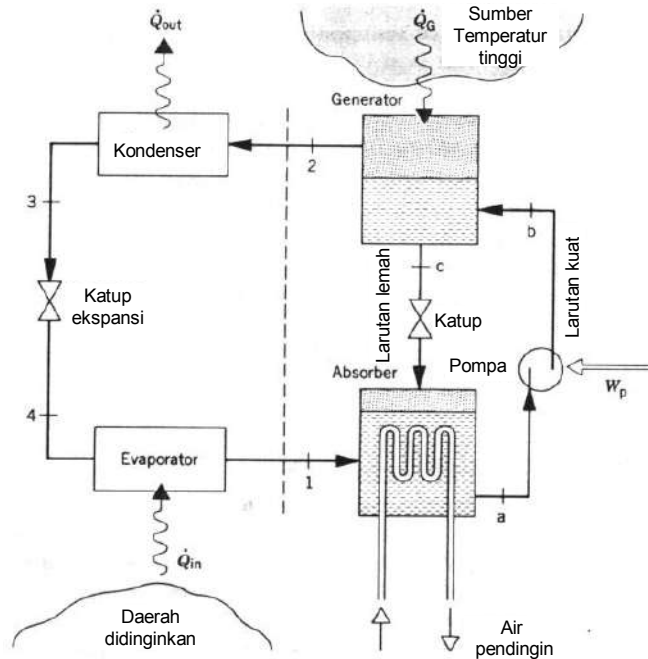
Contoh siklus pendingin banyak tingkat (*multi stage*) bisa dilihat pada Gambar 3.7: Pendinginan antara dilakukan dengan memakai penukar kalor jenis kontak langsung. Uap jenuh temperatur rendah masuk ke penukar kalor pada titik 9, dimana kemudian bercampur dengan refrigeran yang keluar dari kompresor pertama pada titik 2. Campuran refrigeran keluar dari kompresor pada titik 3 untuk kemudian masuk ke kompresor berikutnya untuk di kompresi dan keluar pada titik 4. Kerja pada kompresi dua tingkat, yaitu pada 1-2-3-4 lebih sedikit daripada kompresi satu tingkat 1-2-a.

Peran sentral dari siklus pada Gambar 3.7 adalah pemisah cairan-uap oleh *flash chamber* (ruang *flash*). Refrigeran memasuki ruang *flash* pada kondisi campuran dua fase cair-uap. Pada ruang flash, aliran terbagi menjadi dua, dimana uap jenuh keluar dari ruang *flash* menuju penukar kalor pada titik 9, dan cairan jenuh keluar pada titik 7 menuju *evaporator*.

3.1.6. Pendinginan Absorpsi

Siklus pendingin absorpsi mempunyai beberapa ciri yang sama dengan siklus kompresi-uap tetapi berbeda dalam dua aspek. Pertama dalam hal proses kompresi, refrigeran dalam sistem ini diabsorp/diserap oleh zat kedua yang disebut *absorbent* untuk membentuk larutan cair. Larutan cair kemudian dipompa ke tekanan yang lebih tinggi. Karena volume spesifik rata-rata larutan cair lebih rendah dari uap maka kerja yang dibutuhkan juga lebih rendah, karena itu sistem absorpsi mempunyai keuntungan dalam hal kerja input yang kecil dibandingkan terhadap sistem kompresi uap.

Perbedaan lainnya adalah terdapat berbagai cara untuk mengangkat uap dari larutan cair sebelum refrigeran memasuki kondenser. Salah satunya adalah dengan menggunakan sumber panas dari luar seperti panas dari pembakaran gas alam atau bahan bakar.

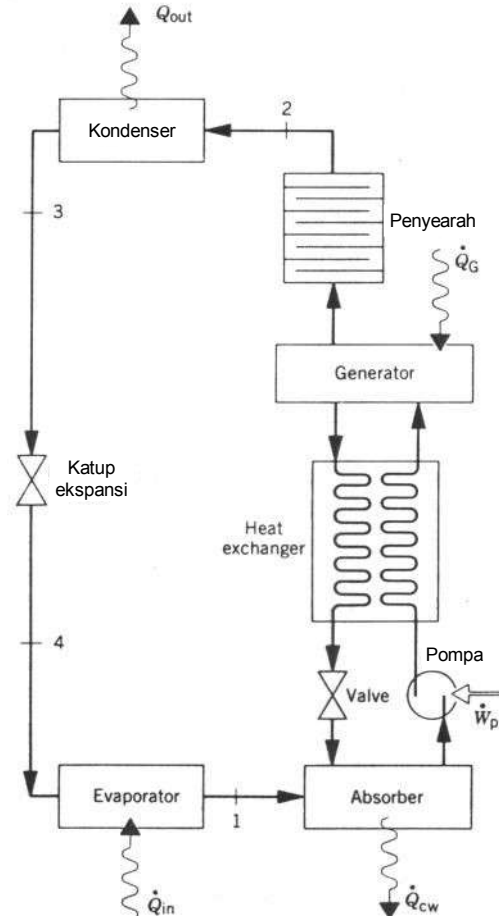


Gambar 3.8. Sistem pendingin absorpsi ammonia-air sederhana.

Sistem ammonia-air biasanya memerlukan modifikasi dari siklus sederhana Gambar 3.8. Modifikasi yang umum dilakukan ditunjukkan oleh Gambar 3.9.

3.2. Sistem Pompa Kalor

Tujuan dari pompa kalor adalah mengatur temperatur dalam suatu gedung atau bentuk lainnya lebih tinggi dari temperatur lingkungannya atau memberikan perpindahan kalor untuk proses industri tertentu ke temperatur yang lebih tinggi. Pompa kalor mempunyai kemiripan dengan sistem pendingin. Pompa kalor kompresi uap cocok digunakan untuk pemanasan ruang.



Gambar 3.9. Sistem absorpsi ammonia-air yang dimodifikasi.

3.2.1. Siklus Pompa Kalor Carnot

Gambar 3.10 adalah skematik pompa kalor dimana kerja sistem adalah bagaimana membuang panas, Q_{out} , ke daerah panas. Kalor yang dilepaskan adalah jumlah energi yang disuplai ke fluida kerja ditambah dengan kerja input bersih siklus, yaitu:

$$\dot{Q}_{out} = \dot{Q}_{in} + \dot{W}_{net} \quad (3.12)$$

Koefisien performansi dirumuskan sebagai:

$$\gamma_{\max} = \frac{Q_{out} / \dot{m}}{W_c / \dot{m} - W_t / \dot{m}} \quad (3.13)$$

$$\gamma_{\max} = \frac{T_H (S_a - S_b)}{(T_H - T_C)(S_a - S_b)} = \frac{T_H}{T_H - T_C}$$

Persamaan diatas adalah koefisien performansi teoritis maksimum untuk pompa kalor yang beroperasi antara temperatur T_C dan T_H . Pompa kalor sebenarnya mempunyai harga koefisien performansi yang lebih kecil dari koefisien performansi teoritis maksimum tersebut.

3.2.2. Pompa Kalor Kompresi-Uap

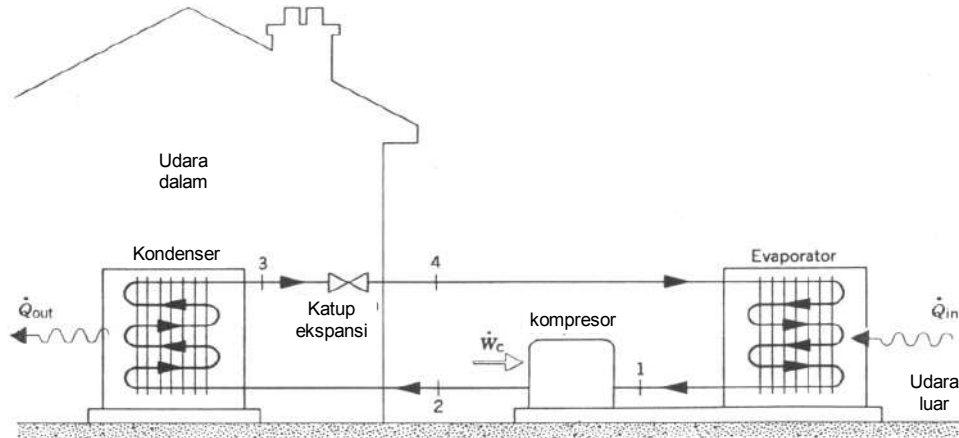
Sistem pompa kalor aktual mengalami perubahan cukup banyak dari model siklus Carnot. Kebanyakan sistem yang banyak digunakan saat ini adalah jenis kompresi uap. Analisis pompa kalor kompresi uap adalah sama dengan siklus pendingin kompresi uap yang telah dibahas di depan.

Gambar 3.10 adalah ilustrasi pompa kalor kompresi uap yang banyak digunakan untuk pemanas ruangan dan mempunyai beberapa komponen dasar yang sama dengan sistem pendingin kompresi-uap, yaitu: kompresor, kondenser, katup ekspansi dan *evaporator*. Hanya tujuan penggunaannya saja yang berbeda dengan sistem pendingin dimana pada pompa kalor, kalor masuk berasal dari lingkungan dan kalor keluar diarahkan ke daerah yang dipanaskan.

Koefisien performansi dari pompa kalor kompresi-uap dengan kondisi seperti Gambar 3.10 adalah:

$$\gamma = \frac{Q_{out} / \dot{m}}{W_c / \dot{m}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (3.14)$$

Harga γ tidak pernah kurang dari satu.



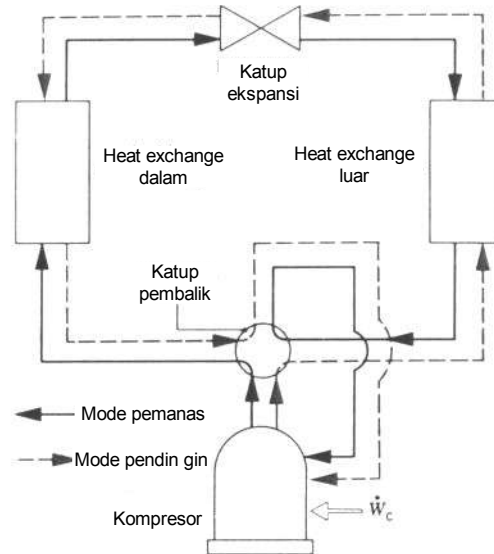
Gambar 3.10. Sistem pompa kalor kompresi uap untuk pemanas ruangan.

Banyak sumber energi yang tersedia untuk pertukaran kalor ke refrigeran di *evaporator*. Diantaranya termasuk udara luar, tanah, air dari danau, sungai atau sumur. Pada banyak penggunaan untuk penghangat ruangan, *evaporator* mengambil panas dari udara luar.

Pompa kalor dengan sumber udara bisa dimanfaatkan untuk memberikan efek pendinginan pada musim panas dengan menggunakan katup terbalik seperti Gambar 3.11. Garis tidak terputus menunjukkan jalur aliran refrigeran dalam fungsi pemanasan, jalur terputus-putus menunjukkan proses kebalikan dimana sistem berfungsi sebagai pendingin ruangan.

Contoh soal 3.2:

Udara memasuki kompresor pada siklus pendingin Brayton pada tekanan 1 bar, temperatur 270 K dan laju aliran volumetrik 1,4 m³/s. Jika rasio tekanan kompresor 3 dan temperatur di sisi masuk turbin 300 K, carilah (a) daya input netto, (b) kapasitas pendinginan, dalam kW, (c) koefisien performansi.



Gambar 3.11. Contoh pompa kalor terbalik, udara ke udara.

Jawab:

Diketahui: $p_1 = 1 \text{ bar} = 1 \times 10^5 \text{ Pa}$; $T_1 = 270 \text{ K}$; $AV = 1,4 \text{ m}^3/\text{s}$; $p_2 / p_1 = 3$; $T_3 = 300 \text{ K}$

Analisa dimulai dengan mencari enthalpi di setiap titik siklus.

Pada titik 1: $T_1 = 270 \text{ K}$, dari tabel A-16 diperoleh $h_1 = 270,11 \text{ kJ/kg}$, $p_{r1} = 0,9590$. Karena proses pada kompresor isentropik, h_{2s} dapat dicari dengan mencari terlebih dahulu p_{r2} .

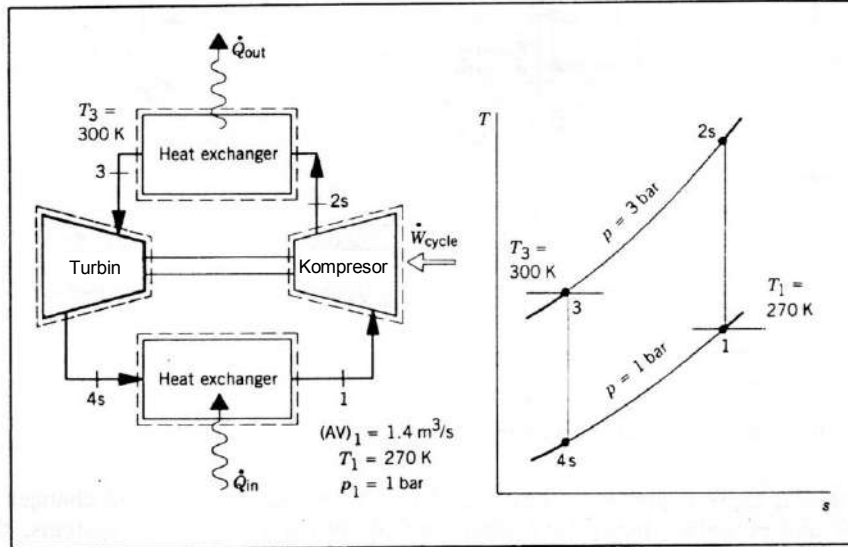
$$p_{r2} = \frac{p_2}{p_1} p_{r1} = 3 \times 0,9590 = 2,877$$

Dari tabel A-16 diperoleh $h_{2s} = 370,1 \text{ kJ/kg}$

Pada titik 3: $T_3 = 300 \text{ K}$, dari tabel A-16 diperoleh $h_3 = 300,19 \text{ kJ/kg}$, $p_{r3} = 1,3860$. Enthalpi pada titik 4s:

$$p_{r4} = p_{r3} \frac{p_4}{p_3} = 1,3860 \times (1/3) = 0,462$$

Dari Tabel A-16 diperoleh $h_{4s} = 219,0 \text{ kJ/kg}$.



(a) Daya input netto

$$\begin{aligned} \text{Laju aliran massa: } \dot{m} &= \frac{(AV)_1 p_1}{(R/M) T_1} \\ &= \frac{1,4 (1 \times 10^5)}{\frac{8314}{28,97} 270} = 1,807 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{maka: } \dot{W}_{\text{siklus}} &= \dot{m} [(h_{2s} - h_1) - (h_3 - h_{4s})] \\ &= 1,807 [(370,1 - 270,11) - (300,19 - 219,0)] \\ &= 33,97 \text{ kJ/s} = 33,97 \text{ kW} \end{aligned}$$

(b) Kapasitas pendinginan

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{in}} &= \dot{m} (h_1 - h_{4s}) \\ &= 1,807 (270,11 - 219,0) = 92,36 \text{ kJ/s} = 92,36 \text{ kW} \end{aligned}$$

(c) Koefisien performansi

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{\dot{W}_{\text{siklus}}} = \frac{92,36}{33,97} = 2,72$$

3.3. Sistem Pendingin Gas

Semua sistem pendingin yang telah dibahas sebelumnya, fluidanya mengalami perubahan fase. Pada sistem pendingin gas, fluida kerjanya tetap pada fase gas di seluruh sistem. Sistem pendingin gas mempunyai beberapa aplikasi penting. Sistem ini dapat digunakan untuk mencapai temperatur yang sangat rendah, seperti untuk mencairkan udara atau gas lainnya, atau untuk tujuan aplikasi lain/khusus, seperti pendinginan kabin pesawat.

3.3.1. Siklus Pendingin Brayton

Siklus pendingin Brayton adalah kebalikan dari siklus daya Brayton seperti yang telah dipelajari sebelumnya. Skema siklus Brayton yang dibalik diperlihatkan oleh Gambar 3.12a. Gas refrigeran, yang bisa saja udara, memasuki kompresor pada titik 1, dimana temperturnya sedikit dibawah temperatur daerah yang didinginkan, dan dikompresikan ke titik 2. Gas kemudian didinginkan ke titik 3 dengan pertukaran kalor ke lingkungan. Kemudian gas diekspansi ke titik 4 dimana temperatur, T_4 , lebih rendah dari daerah yang didinginkan. Pendinginan dicapai melalui perpindahan kalor dari daerah yang didinginkan ke gas yang lewat dari titik 4 ke titik 1.

Kerja kompresor dan turbin per satuan massa aliran masing-masing adalah :

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad (3.15)$$

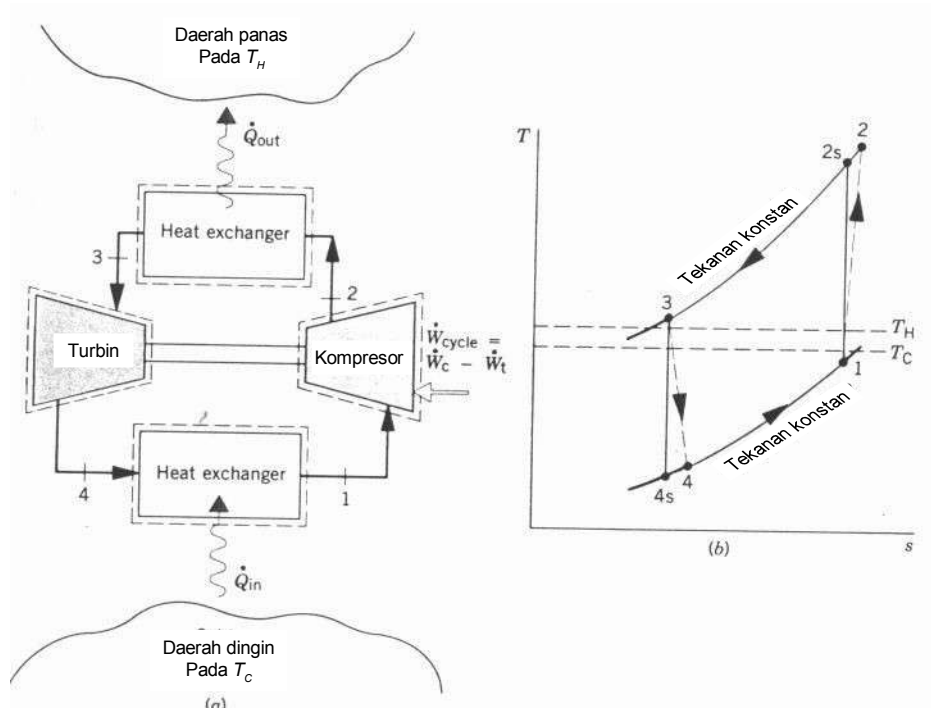
dan

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_3 - h_4 \quad (3.16)$$

Pada sistem pendingin gas, kerja turbin tidak bisa diabaikan seperti pada sistem kompresi-uap.

Kalor yang dipindahkan ke gas refrigeran adalah :

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad (3.17)$$



Gambar 3.12. Siklus pendingin Brayton.

Koefisiens performansi adalah:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_i / \dot{m}}{\dot{W}_c / \dot{m} - \dot{W}_t / \dot{m}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)} \quad (3.18)$$

Ireversibilitas pada turbin dan kompresor akan menurunkan koefisien performansi karena kerja kompresor meningkat dan daya output turbin menurun.

Contoh soal 3.3:

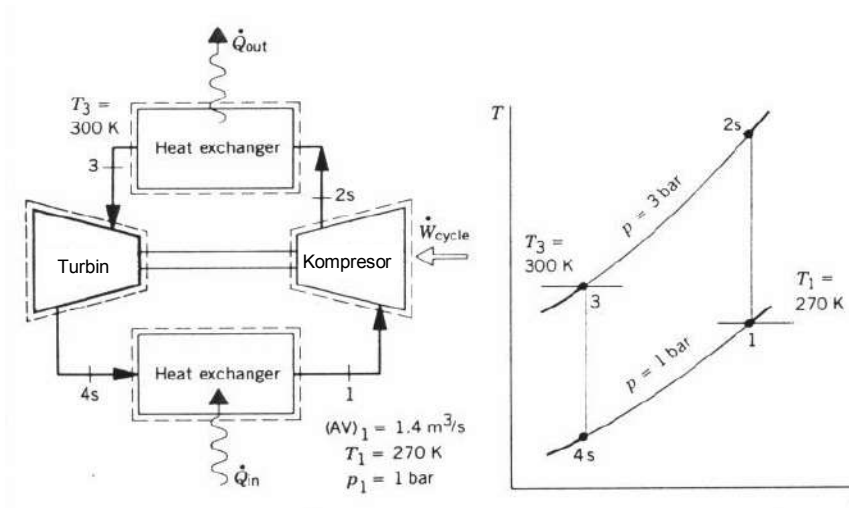
Udara memasuki kompresor pada siklus pendingin Brayton ideal pada 1 bar, 270 K, dengan laju aliran volume 1,4 m³/s. Jika rasio tekanan kompresor 3 dan temperatur sisi masuk turbin 300 K, carilah (a) daya netto input, dalam kW, (b) kapasitas refrigeran, dalam kW, (c) koefisien performansi.

Jawab

Diketahui: $p_1 = 1 \text{ bar} = 1 \times 10^5 \text{ N/m}^2$; $T_1 = 270 \text{ K}$; $(AV)_1 = 1,4 \text{ m}^3/\text{s}$; $p_2 / p_1 = 3$; $T_3 = 300 \text{ K}$.

Tanya: a) \dot{W}_{siklus} ; b) \dot{Q}_{in} ; c) β

Pertama-tama menentukan enthalpi spesifik pada setiap titik dari siklus.



Pada titik 1, temperatur adalah 270^0 K , dari tabel A-16, $h_1 = 270,11 \text{ kJ/kg}$, dan $p_{r1} = 0,9590$. Karena proses kompresor adalah isentropik, h_{2s} dapat dicari dengan pertama-tama mencari p_r pada titik 2s, yaitu:

$$p_{r2} = \frac{p_2}{p_1} p_{r1} = (3)(0,9590) = 2,877$$

Kemudian dengan interpolasi dari tabel A-16, diperoleh $h_{2s} = 370,1 \text{ kJ/kg}$.

Pada titik 3, temperatur, $T_3 = 300 \text{ K}$. Dari tabel A-16 didapat $h_3 = 300,19 \text{ kJ/kg}$, $p_{r3} = 1,3860$.

Enthalpi spesifik pada titik 4s dicari dengan rumus:

$$p_{r4} = p_{r3} \frac{p_4}{p_3} = (1,3860)(1/3) = 0,462$$

Interpolasi dari data tabel A-16, diperoleh $h_{4s} = 219,0$ kJ/kg

(a) daya input netto:

$$\dot{W}_{\text{siklus}} = \dot{m} [(h_{2s} - h_1) - (h_3 - h_{4s})]$$

dimana \dot{m} adalah:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{(AV)_1 p_1}{(R/M) T_1} \\ &= \frac{1,4 (1 \times 10^5)}{\left(\frac{8314}{28,97}\right) 270} \\ &= 1,807 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

sehingga:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{siklus}} &= (1,807) [(370,1 - 270,11) - (300,19 - 219,0)] \\ &= 1,807 (18,8) = 33,97 \text{ kJ/s} = 33,97 \text{ kW} \end{aligned}$$

(b) kapasitas pendinginan

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{in}} &= \dot{m} (h_1 - h_{4s}) \\ &= (1,807) (270,11 - 219,0) \\ &= 1,807 (51,11) = 92,36 \text{ kW} \end{aligned}$$

(c) koefisien performansi

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{\dot{W}_{\text{siklus}}} = \frac{92,36}{33,97} = 2,72$$

Soal-soal

1. Sebuah siklus pendingin uap Carnot menggunakan refrigerant 22 sebagai fluida kerja. Refrigeran memasuki kondenser dalam keadaan uap jenuh pada 28°C dan meninggalkannya dalam keadaan cairan jenuh. Evaporator beroperasi pada temperatur -10°C . Carilah, dalam kJ per kg aliran refrigeran:
 - a. Kerja input kompresor.
 - b. Kerja yang dihasilkan turbin.
 - c. perpindahan kalor ke refrigeran ketika melalui evaporator.Berapakah koefisien performansi siklus?
2. Refrigeran 12 sebagai fluida kerja pada siklus pendingin uap Carnot dimana temperatur evaporatornya adalah 0°C . Uap jenuh memasuki kondenser pada 40°C , dan cairan jenuh meninggalkan kondenser pada temperatur yang sama. Laju aliran massa refrigeran adalah 3 kg/min. Carilah:
 - a. Laju perpindahan kalor ke refrigeran ketika melalui evaporator, dalam kW.
 - b. Daya input netto ke siklus, dalam kW.
 - c. Koefisien performansi.
3. Refrigeran 12 memasuki kompresor dari sebuah sistem pendingin kompresi uap ideal dalam keadaan uap jenuh pada -15°C dan laju volumetrik $1\text{ m}^3/\text{min}$. Refrigeran meninggalkan kondenser pada 36°C , 10 bar. Carilah:
 - a. Daya kompresor, dalam kW
 - b. Kapasitas refrigeran, dalam ton.
 - c. Koefisien performansi.
4. Sebuah siklus pompa kalor kompresi uap ideal dengan refrigeran 12 sebagai fluida kerjanya menghasilkan 15 kW untuk menjaga sebuah gedung pada 20°C ketika temperatur udara luar 5°C . Uap jenuh pada 2,4 bar meninggalkan evaporator, dan cairan jenuh pada 8 bar meninggalkan kondenser. Hitunglah:
 - a. Daya input kompresor, dalam kW.
 - b. Koefisien performansi.

- c. Koefisien performansi dari siklus pompa kalor reversibel yang beroperasi antara reservoir panas 20°C dan 5°C .
5. Udara memasuki kompresor pada siklus pendingin Brayton ideal pada 100 kPa, 270 K. Rasio tekanan kompresor adalah 3, dan temperatur sisi masuk turbin adalah 310 K. Carilah:
 - a. Kerja netto input per satuan massa aliran udara, dalam kJ/kg.
 - b. Kapasitas pendinginan per massa satuan aliran udara, dalam kJ/kg.
 - c. Koefisien performansi.
 - d. Koefisien performansi siklus pendingin reversibel yang beroperasi antara reservoir termal pada $T_c = 270\text{ K}$ dan $T_H = 310\text{ k}$.

BAB IV

CAMPURAN GAS IDEAL TAK BEREAKSI DAN PSIKROMETRIK

Untuk menentukan keadaan suatu campuran diperlukan komposisi dan harga dua sifat intensif yang saling tidak bergantung seperti temperatur dan tekanan. Misalkan, sebuah sistem tertutup yang berisikan campuran gas dari dua atau lebih komponennya. Komposisi campuran bisa dijelaskan dengan *massa* atau *jumlah mol* dari setiap komponen yang ada. Massa, jumlah mol dan berat molekul dari sebuah komponen i dirumuskan dengan:

$$n_i = \frac{m_i}{M_i} \quad (4.1)$$

dimana, m = massa

n = jumlah mol

M_i = berat molekul komponen i

Jika m_i dalam kilogram, n_i dalam kmol.

Total massa campuran, m , adalah jumlah massa komponennya:

$$m = m_1 + m_2 + \dots + m_j = \Sigma m_i \quad (4.2)$$

Jumlah relatif komponen yang ada di dalam campuran bisa ditentukan sebagai *fraksi massa*. Fraksi massa, mf_i , komponen i didefinisikan sebagai:

$$mf_i = \frac{m_i}{m} \quad (4.3)$$

Daftar fraksi massa dari komponen-komponen sebuah campuran disebut sebagai analisis *gravimetrik*.

Jumlah total mol dalam campuran, n , adalah jumlah dari mol masing-masing komponen :

$$n = n_1 + n_2 + \dots + n_j = \sum n_i \quad (4.4)$$

Daftar fraksi mol dari komponen-komponen campuran disebut analisis *molar*.

Jumlah relatif komponen didalam campuran disebut *fraksi mol*. Fraksi mol y_i dari komponen i didefinisikan sebagai :

$$y_i = \frac{n_i}{n} \quad (4.5)$$

Berat molekul rata-rata dari campuran, M , didefinisikan sebagai rasio massa total campuran, m , terhadap jumlah total mol campuran, n :

$$M = \frac{m}{n} \quad (4.6)$$

atau :

$$M = \frac{m_1 + m_2 + \dots + m_j}{n} \quad (4.7)$$

karena $m_i = n_i M_i$ maka:

$$M = \frac{n_1 M_1 + n_2 M_2 + \dots + n_j M_j}{n} \quad (4.8)$$

atau:

$$M = \sum_{i=1}^j y_i M_i \quad (4.9)$$

Sebagai ilustrasi persamaan diatas, perhatikan udara. Sampel udara atmosfer berisi komponen-komponen gas termasuk uap air dan pengotor seperti debu dsb. Istilah *udara kering* merujuk kepada komponen gas ketika semua uap air dan pengotor disingkirkan. Analisis molar udara kering secara umum diberikan pada tabel 4.1. Berat molekul udara rata-rata udara kering kira-kira:

$$\begin{aligned} M &= 0,7808(28,02) + 0,2095(32,00) + 0,0093(39,94) + 0,0003(44,01) \\ &= 28,97 \text{ kg/kmol} \end{aligned}$$

Tabel 4.1. Perkiraan komposisi udara kering.

Komponen	Fraksi mol (%)
Nitrogen	78,08
Oksigen	20,95
Argon	0,93
Karbon dioksida	0,03
Neon, helium, metana dll	0,01

Contoh soal 4.1:

Analisis molar produk gas dari pembakaran bahan bakar hidro karbon adalah $\text{CO}_2=0,08$; $\text{H}_2\text{O}=0,11$; $\text{O}_2=0,07$; $\text{N}_2=0,74$. (a) carilah berat molekul dari campuran, (b) Carilah komposisi dalam fraksi massa.

Jawab

Diketahui: $y_{\text{CO}_2} = 0,08$; $y_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11$; $y_{\text{O}_2} = 0,07$; $y_{\text{N}_2} = 0,74$

(a) Dengan persamaan $M = \sum_{i=1}^j y_i M_i$ dan berat molekul dari tabel A-1:

$$M = y_{\text{CO}_2} M_{\text{CO}_2} + y_{\text{H}_2\text{O}} M_{\text{H}_2\text{O}} + y_{\text{O}_2} M_{\text{O}_2} + y_{\text{N}_2} M_{\text{N}_2}$$

$$M = 0,08(44) + 0,11(18) + 0,07(32) + 0,74(28)$$

$$= 28,46 \text{ kg/kmol}$$

(b) Walaupun jumlah campuran aktual tidak diketahui, perhitungan dapat dilakukan berdasarkan 1 kmol campuran. Hasil perhitungan disajikan pada tabel di bawah, dimana kolom (ii) adalah fraksi mol, kolom (iii) berat molekul gas, kolom (iv) massa setiap gas (perkalian kolom (ii) dengan kolom (iii)), dan kolom (v) adalah fraksi massa dalam persen.

(i) Komponen	(ii) n_i	×	(iii) M_i	=	(iv) m_i	(v) mf_i (%)
CO ₂	0,08	×	44	=	3,52	12,37
H ₂ O	0,11	×	18	=	1,98	6,96
O ₂	0,07	×	32	=	2,24	7,87
N ₂	0,74	×	28	=	20,72	72,80
	1,00				28,46	100,00

4.1. Hubungan p - v - T Untuk Campuran Gas Ideal

Anggaplah sebuah sistem yang terdiri dari sejumlah gas pada bejana tertutup dengan volume V seperti Gambar 4.1. Temperatur campuran gas adalah T dan tekanan adalah p . Campuran keseluruhan dianggap sebagai gas ideal, sehingga p , V , T , dan jumlah mol total campuran n dapat dihubungkan dengan persamaan gas ideal :

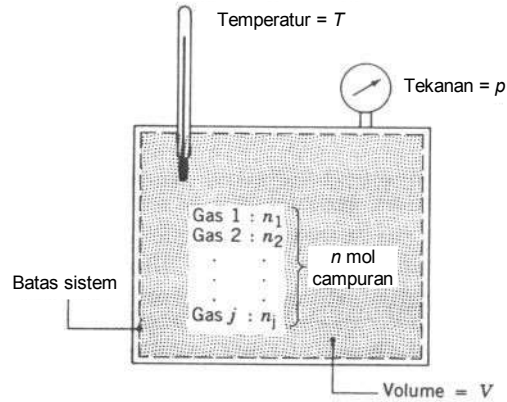
$$p = n \frac{RT}{V} \quad (4.10)$$

Pembahasan keadaan ini dijelaskan dengan dua model yaitu model *Dalton* dan model *Amagat*.

Model Dalton

Model Dalton konsisten dengan konsep gas ideal yang terdiri dari molekul-molekul yang gaya tekan dan volumenya dapat diabaikan relatif terhadap volume gas. Karena tidak adanya gaya antar molekul, sifat masing-masing komponen tidak dipengaruhi oleh komponen lainnya, volume yang ditempati molekul sangat kecil terhadap volume total, molekul setiap gas bisa bebas bergerak di keseluruhan volume.

Dengan penggambaran seperti ini, model Dalton menyimpulkan bahwa setiap komponen campuran berlaku seperti gas ideal seolah-olah gas itu sendirian saja pada suhu T dan volume V campuran.



Gambar 4.1. Campuran beberapa gas.

Sesuai dengan model Dalton, komponen individu tidak akan mempunyai tekanan campuran p tetapi mempunyai *tekanan parsial*. Sehingga jumlah tekanan parsial dari komponen-komponen campuran sama dengan tekanan campuran. Tekanan parsial, p_i , dirumuskan:

$$p_i = n_i \frac{RT}{V} \quad (4.11)$$

sehingga :

$$\frac{p_i}{p} = \frac{n_i RT/V}{nRT/V} = \frac{n_i}{n} = y_i \quad (4.12)$$

dengan : p_i = tekanan parsial i

n_i = jumlah mol komponen i

Sehingga tekanan parsial komponen i bisa dihitung dengan fraksi mol y_i dan tekanan campuran p .

$$p_i = y_i p \quad (4.13)$$

Model Amagat

Prinsip model Amagat adalah bahwa setiap komponen campuran berlaku seperti gas ideal jika komponen berada terpisah pada tekanan p dan temperatur T dari campuran. Volume n_i dari komponen i pada tekanan p dan temperatur T disebut *volume parsial*, V_i . Jumlah volume parsial adalah sama dengan volume total.

$$V_i = n_i \frac{RT}{p} \quad (4.14)$$

sehingga :

$$\frac{V_i}{V} = \frac{n_i RT / p}{n RT / p} = \frac{n_i}{n} = y_i \quad (4.15)$$

Volume parsial komponen i bisa ditulis dalam fraksi mol :

$$V_i = y_i V \quad (4.16)$$

4.2. U , H , dan S Untuk Campuran Gas Ideal

Pada sistem tertutup yang terdiri dari campuran gas ideal, berlaku:

$$U = U_1 + U_2 + \dots + U_j = \Sigma U_i$$

$$H = H_1 + H_2 + \dots + H_j = \Sigma H_i$$

Dimana U_i dan H_i adalah energi dalam dan enthalpi dari komponen i pada temperatur campuran. Energi dalam dan enthalpi dari gas ideal adalah hanya merupakan fungsi temperatur maka harga energi dalam dan enthalpi dari komponen campuran gas ideal juga merupakan hanya fungsi temperatur. Pada basis molar bisa ditulis :

$$n \bar{u} = n_1 \bar{u}_1 + n_2 \bar{u}_2 + \dots + n_j \bar{u}_j = \sum n_i \bar{u}_i \quad (4.17)$$

$$n \bar{h} = n_1 \bar{h}_1 + n_2 \bar{h}_2 + \dots + n_j \bar{h}_j = \sum n_i \bar{h}_i \quad (4.18)$$

dimana u dan h adalah energi dalam spesifik dan enthalpi spesifik campuran per mol campuran, dan u_i dan h_i adalah energi dalam spesifik dan enthalpi spesifik dari komponen i per mol i .

$$\bar{u} = \sum_{i=1}^j y_i u_i \quad (4.19)$$

$$\bar{h} = \sum_{i=1}^j y_i h_i \quad (4.20)$$

Dan kalor spesifik:

$$c_v = \sum_{i=1}^j y_i c_{v,i} \quad (4.21)$$

$$c_p = \sum_{i=1}^j y_i c_{p,i} \quad (4.22)$$

Entropi gas ideal, S , bergantung pada 2 sifat. Untuk campuran :

$$S = S_1 + S_2 + \dots + S_j = \sum S_i \quad (4.23)$$

dimana entropi komponen, S_i , dievaluasi pada temperatur campuran T dan tekanan parsial p_i (atau pada temperatur T dan volume total V).

$$n \bar{s} = n_1 \bar{s}_1 + n_2 \bar{s}_2 + \dots + n_j \bar{s}_j = \sum n_i \bar{s}_i \quad (4.24)$$

dimana \bar{s} adalah entropi campuran per mol campuran dan \bar{s}_i adalah entropi komponen i per mol i .

$$\bar{s} = \sum_{i=1}^j y_i \bar{s}_i \quad (4.25)$$

Konversi dari basis massa ke basis molar untuk campuran adalah :

$$\bar{u} = Mu \quad , \quad \bar{h} = Mh \quad , \quad \bar{c}_p = Mc_p \quad , \quad \bar{c}_v = Mc_v \quad \bar{s} = Ms$$

dan untuk komponen i :

$$\bar{u}_i = Mu_i \quad , \quad \bar{h}_i = Mh_i \quad , \quad \bar{c}_{p,i} = Mc_{p,i} \quad , \quad \bar{c}_{v,i} = Mc_{v,i} \quad \bar{s}_i = Ms_i$$

4.3. Proses Pencampuran Pada Komposisi Konstan

Untuk campuran dengan komposisi tidak berubah, seperti diperlihatkan oleh Gambar 4.2, perubahan energi dalam (U) dan enthalpi (H) campuran selama proses adalah:

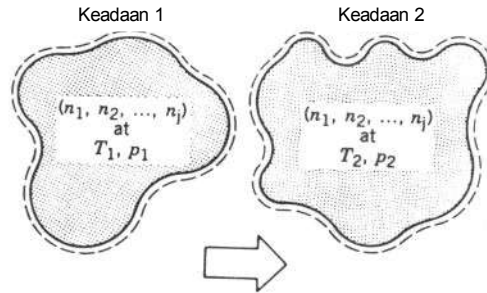
$$U_2 - U_1 = \sum_{i=1}^j n_i [\bar{u}_i(T_2) - \bar{u}_i(T_1)] \quad (4.26)$$

$$H_2 - H_1 = \sum_{i=1}^j n_i [\bar{h}_i(T_2) - \bar{h}_i(T_1)] \quad (4.27)$$

dimana T_1 dan T_2 adalah temperatur pada awal dan akhir proses. Dengan membagi dengan jumlah mol campuran, n , energi dalam campuran dan enthalpi campuran per mol campuran adalah :

$$\Delta u = \sum_{i=1}^j y_i [\bar{u}_i(T_2) - \bar{u}_i(T_1)] \quad (4.28)$$

$$\Delta h = \sum_{i=1}^j y_i [\bar{h}_i(T_2) - \bar{h}_i(T_1)] \quad (4.29)$$



Gambar 4.2. Proses pencampuran gas ideal.

Dengan cara yang sama, perubahan entropi campuran adalah :

$$S_2 - S_1 = \sum_{i=1}^j n_i [\bar{s}_i(T_2, p_{i2}) - \bar{s}_i(T_1, p_{i1})] \tag{4.30}$$

dimana p_{i1} dan p_{i2} masing-masing adalah tekanan parsial pada kondisi awal dan akhir untuk komponen i . Dengan membagi dengan mol total campuran, diperoleh entropi per mol, yaitu:

$$\Delta s = \sum_{i=1}^j y_i [\bar{s}_i(T_2, p_{i2}) - \bar{s}_i(T_1, p_{i1})] \tag{4.31}$$

Persamaan-persamaan diatas bisa dirobah untuk basis massa.

Tabel Gas Ideal

Harga u_i dan h_i untuk beberapa gas ideal bisa dilihat pada tabel A-16 sampai dengan tabel A-22. Tabel A-16 adalah untuk udara dengan basis massa. Tabel gas ideal bisa juga dipakai untuk menghitung perubahan entropi.

Perubahan entropi spesifik dapat dicari dengan persamaan :

$$\Delta \bar{s}_i = \bar{s}_i^0(T_2) - \bar{s}_i^0(T_1) - \bar{R} \ln \frac{p_{i2}}{p_{i1}} \tag{4.32}$$

Karena komposisi campuran konstan, rasio tekanan parsial di rumus tersebut adalah sama dengan rasio tekanan campuran.

$$\frac{P_{i2}}{P_{i1}} = \frac{y_i P_2}{y_i P_1} = \frac{P_2}{P_1}$$

Pada komposisi konstan, perubahan entropi spesifik komponen i :

$$\Delta s_i = \bar{s}_i^0(T_2) - \bar{s}_i^0(T_1) - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (4.33)$$

dimana p_1 dan p_2 adalah tekanan campuran pada kondisi awal dan akhir. Notasi \bar{s}_i^0 merupakan fungsi temperatur, harganya untuk beberapa gas bisa dilihat pada tabel A-17 sampai tabel A-22. Tabel A-16 adalah harga s^0 untuk udara vs. temperatur.

Hubungan perubahan energi dalam, enthalpi dan entropi per mol campuran dan komponen dengan kapasitas kalor dan temperatur adalah:

$$\Delta \bar{u} = \bar{c}_v (T_2 - T_1) \quad \Delta \bar{u}_i = \bar{c}_{v,i} (T_2 - T_1) \quad (4.34)$$

$$\Delta \bar{h} = \bar{c}_p (T_2 - T_1) \quad \Delta \bar{h}_i = \bar{c}_{p,i} (T_2 - T_1) \quad (4.35)$$

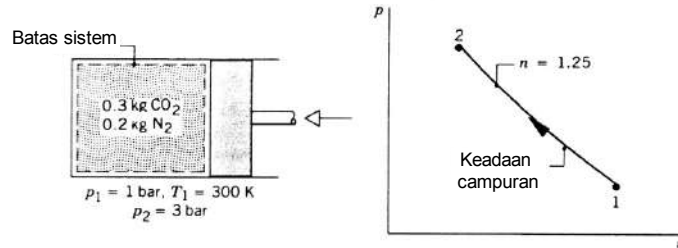
$$\Delta \bar{s} = \bar{c}_p \ln \frac{T_2}{T_1} - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1}, \quad \Delta \bar{s}_i = \bar{c}_{p,i} \ln \frac{T_2}{T_1} - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (4.36)$$

Contoh soal 4.2:

Campuran yang terdiri dari 0,3 kg karbon dioksida dan 0,2 kg nitrogen di kompresi dari $p_1 = 1$ bar, $T_1 = 300$ K ke $p_2 = 3$ bar melalui proses poilitropik dengan nilai $n = 1,25$. Carilah (a) temperatur akhir, (b) kerja, (c) kalor yang dipindahkan, (d) perubahan entropi campuran.

Jawab:

Diketahui: $m_{CO_2} = 0,3$ kg; $m_{N_2} = 0,2$ kg; $n = 1,25$; $p_1 = 1$ bar; $T_1 = 300$ K; $p_2 = 3$ bar;



(a) Temperatur akhir, T_2 :

Untuk gas ideal berlaku:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1-n}{n}}$$

$$T_2 = 300 \left(\frac{3}{1} \right)^{0.2} = 374 \text{ K}$$

(b) Kerja, W :

Jumlah mol komponen:

$$n_{\text{CO}_2} = \frac{m_{\text{CO}_2}}{M_{\text{CO}_2}} = \frac{0,3}{44} = 0,0068 \text{ kmol}, \quad n_{\text{N}_2} = \frac{m_{\text{N}_2}}{M_{\text{N}_2}} = \frac{0,2}{28} = 0,0071 \text{ kmol}$$

karena $M_{\text{CO}_2} = 44$ dan $M_{\text{N}_2} = 28$

Mol campuran: $n = n_{\text{CO}_2} + n_{\text{N}_2} = 0,0068 + 0,0071 = 0,0139 \text{ kmol}$.

massa campuran: $m = m_{\text{CO}_2} + m_{\text{N}_2} = 0,3 + 0,2 = 0,5 \text{ kg}$.

Berat molekul campuran:

$$M = m / n = 0,5 / 0,0139 = 35,97$$

maka kerja:

$$W = \frac{m(\bar{R}/M)(T_2 - T_1)}{1-n}$$

$$W = \frac{0,5 \left(\frac{8,314}{35,97} \right) (374 - 300)}{1 - 1,25}$$

$$= -34,21 \text{ kJ}$$

Tanda negatif menunjukkan bahwa kerja dilakukan pada campuran

(c) Kalor yang dipindahkan:

Perubahan energi dalam:

$$\Delta U = n_{\text{CO}_2}[u_{\text{CO}_2}(T_2) - u_{\text{CO}_2}(T_1)] + n_{\text{N}_2}[u_{\text{N}_2}(T_2) - u_{\text{N}_2}(T_1)]$$

Dari Tabel A-17 dan A-21 dapat dicari nilai energi dalam N_2 dan CO_2 berbasis mol, sehingga:

$$\begin{aligned}\Delta U &= (0,0098)(9198 - 6939) + (0,0071)(7770 - 6229) \\ &= 26,3 \text{ kJ}\end{aligned}$$

maka kalor yang dipindahkan:

$$\begin{aligned}Q &= \Delta U + W = +26,3 - 34,21 \\ &= -7,91 \text{ kJ}\end{aligned}$$

Tanda negatif menunjukkan bahwa panas berpindah keluar sistem.

(d) Perubahan entropi campuran:

Nilai perubahan entropi komponen:

$$\Delta \bar{s}_i = \bar{s}_i^0(T_2) - \bar{s}_i^0(T_1) - \bar{R} \ln \frac{P_{i2}}{P_{i1}}$$

dimana nilai \bar{s}_i^0 dilihat dari Tabel A-17 dan A-21, sehingga:

$$\Delta \bar{s}_{\text{CO}_2} = \left(222,475 - 213,915 - 8,314 \ln \frac{3}{1} \right)$$

dan

$$\Delta \bar{s}_{\text{N}_2} = \left(198,105 - 191,682 - 8,314 \ln \frac{3}{1} \right)$$

Perubahan entropi campuran:

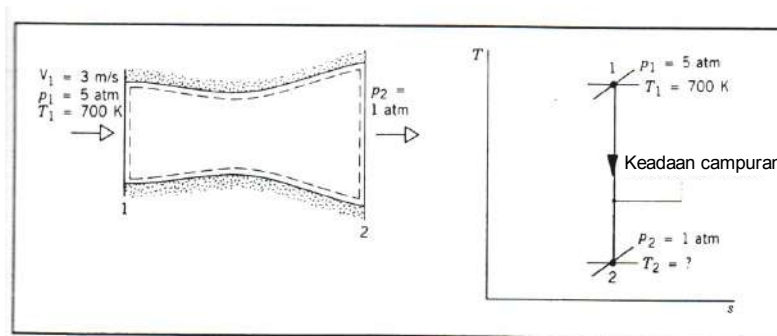
$$\Delta S = n_{\text{CO}_2} \Delta \bar{s}_{\text{CO}_2} + n_{\text{N}_2} \Delta \bar{s}_{\text{N}_2}$$

$$\begin{aligned}\Delta S &= 0,0068 \left(222,475 - 213,915 - 8,314 \ln \frac{3}{1} \right) \\ &\quad + 0,0071 \left(198,195 - 191,682 - 8,314 \ln \frac{3}{1} \right)\end{aligned}$$

$$= -0,231 \text{ kJ}$$

Contoh soal 4.3:

Campuran gas terdiri dari CO₂ dan O₂ dengan fraksi mol masing-masingnya adalah 0,8 dan 0,2. Gas mengalami ekspansi secara isentropik pada keadaan stedi melalui sebuah nosel dari 700 K, 5 atm, 3 m/s dan keluar pada tekanan 1 atm. Carilah (a) temperatur pada keluaran nosel, (b) perubahan entropi CO₂ dan O₂ dari sisi masuk ke sisi luaran, (c) kecepatan gas keluar nosel.



Jawab:

Diketahui: $n_{CO_2} = 0,8$; $n_{O_2} = 0,2$; $T_1 = 700 \text{ K}$; $p_1 = 5 \text{ atm}$; $v_1 = 3 \text{ m/s}$; $p_2 = 1 \text{ atm}$.

(a) Temperatur pada sisi keluaran nosel:

Nilai perubahan entropi komponen:

$$\Delta \bar{s}_i = \bar{s}_i^0(T_2) - \bar{s}_i^0(T_1) - \bar{R} \ln \frac{p_{i2}}{p_{i1}}$$

dimana nilai \bar{s}_i^0 untuk T_1 dilihat dari Tabel A-17 dan A-21, sehingga:

$$\Delta \bar{s}_{O_2} = \left(\bar{s}_{O_2}^0(T_2) - 231,358 - 8,314 \ln \frac{1}{5} \right)$$

dan

$$\Delta \bar{s}_{CO_2} = \left(\bar{s}_{CO_2}^0(T_2) - 250,663 - 8,314 \ln \frac{1}{5} \right)$$

Perubahan entropi campuran:

$$\Delta S = n_{O_2} \Delta \bar{s}_{O_2} + n_{CO_2} \Delta \bar{s}_{CO_2}$$

Tidak ada perubahan perubahan entropi spesifik campuran antara sisi masuk dan keluar

$$\begin{aligned}\Delta S = 0 &= 0,2 \left(\bar{s}_{\text{O}_2}^0(T_2) - 231,358 - 8,314 \ln \frac{1}{5} \right) \\ &+ 0,8 \left(\bar{s}_{\text{CO}_2}^0(T_2) - 250,663 - 8,314 \ln \frac{1}{5} \right) \\ 0,2 \bar{s}_{\text{O}_2}^0(T_2) + 0,8 \bar{s}_{\text{CO}_2}^0(T_2) &= 233,42 \text{ kJ/kmol.K}\end{aligned}$$

Untuk mendapatkan nilai T_2 , memerlukan pendekatan interaktif dari persamaan di atas: pertama-tama nilai T_2 diasumsikan, dan nilai \bar{s}^0 untuk O_2 dan CO_2 dicari dari tabel gas ideal. Jika belum memenuhi persamaan di atas, nilai T_2 diasumsikan kembali, sampai pada akhirnya diperoleh nilai T_2 yang memenuhi persamaan. Dalam kasus ini diperoleh:

$$\text{pada } T = 510 \text{ K: } 0,2(221,206) + 0,8(235,700) = 232,80$$

$$\text{pada } T = 520 \text{ K: } 0,2(221,812) + 0,8(236,575) = 233,62$$

dengan cara interpolasi diperoleh $T_2 = 517,6 \text{ K}$

(b) Perubahan entropi O_2 dan CO_2 dari sisi masuk ke sisi luaran

dengan interpolasi pada $T_2 = 517,6 \text{ K}$, diperoleh $\bar{s}_{\text{O}_2}^0(T_2) = 221,667$ dan $\bar{s}_{\text{CO}_2}^0(T_2) = 236,365$, maka:

$$\Delta \bar{s}_{\text{O}_2} = \left(221,667 - 231,358 - 8,314 \ln \frac{1}{5} \right) = 3,69 \text{ kJ/kmol.K}$$

$$\Delta \bar{s}_{\text{CO}_2} = \left(236,365 - 250,663 - 8,314 \ln \frac{1}{5} \right) = -0,92 \text{ kJ/kmol.K}$$

(c) kecepatan gas keluar nosel:

$$M = \sum_{i=1}^j y_i M_i = y_{\text{CO}_2} M_{\text{CO}_2} + y_{\text{O}_2} M_{\text{O}_2}$$

$$M = 0,8(44) + 0,2(32) = 41,6 \text{ kg/kmol}$$

Pada $T_1 = 700 \text{ K}$, dari Tabel A-18 dan A-21 diperoleh: $\bar{h}_{1,\text{O}_2} = 21,184$ dan $\bar{h}_{1,\text{CO}_2} = 27,125$

Pada $T_2 = 517,6 \text{ K}$, interpolasi dari data Tabel A-18 dan A-21 diperoleh: $\bar{h}_{2,\text{O}_2} = 15,320$ dan $\bar{h}_{2,\text{CO}_2} = 18,468$

Selisih enthalpi:

$$h_1 - h_2 = \frac{\bar{h}_1 - \bar{h}_2}{M} = \frac{1}{M} [y_{O_2}(\bar{h}_{1,O_2} - \bar{h}_{2,O_2}) + y_{CO_2}(\bar{h}_{1,CO_2} - \bar{h}_{2,CO_2})]$$

$$h_1 - h_2 = \frac{1}{41,6} [0,21(21,184 - 15,320) + 0,8(27,125 - 18,468)]$$

$$= 194,7 \text{ kJ/kg} = 194,7 \times 10^3 \text{ J/kg}$$

Dengan menggunakan hukum kesetimbangan energi di sisi masuk dan keluar nosel pada keadaan stedi:

$$0 = h_1 - h_2 + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \quad \text{dimana } V = \text{kecepatan}$$

$$V_2 = \sqrt{V_1^2 + 2(h_1 - h_2)}$$

$$V_2 = \sqrt{3^2 + 2(194,7 \times 10^3)}$$

$$= 624 \text{ m/s}$$

4.4. Aplikasi Psikrometrik

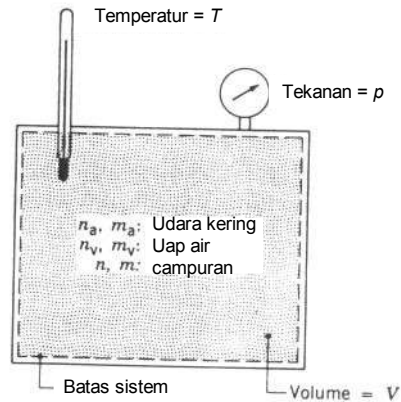
4.4.1. Udara Basah

Udara basah adalah campuran udara kering dan uap air dimana udara kering dianggap sebagai komponen murni. Oleh sebab itu campuran ini dapat dianggap sesuai dengan konsep campuran gas ideal.

Gambar 4.3 adalah sebuah sistem tertutup yang terdiri dari udara basah yang menempati volume V pada tekanan campuran p dan temperatur campuran T . Campuran keseluruhan dianggap memenuhi persamaan gas ideal. Sehingga:

$$p = \frac{n\bar{R}T}{V} = \frac{m(\bar{R}/M)T}{V} \quad (4.37)$$

dimana n adalah mol, m adalah massa dan M adalah berat molekul campuran.



Gambar 4.3. Campuran udara kering dan uap air.

Setiap komponen campuran dianggap seolah-olah berdiri sendiri di dalam volume V pada temperatur campuran T dengan tekanan parsial. Tekanan campuran adalah jumlah tekanan parsial dari udara kering dan uap air. Dari rumus gas ideal, didapatkan tekanan parsial udara kering dan uap air:

$$p_a = \frac{n_a \bar{R} T}{V} = \frac{m_a (\bar{R} / M_a) T}{V} \quad (4.38)$$

$$p_v = \frac{n_v R T}{V} = \frac{m_v (R / M_v) T}{V} \quad (4.39)$$

dengan: p = tekanan parsial komponen

n = jumlah mol komponen

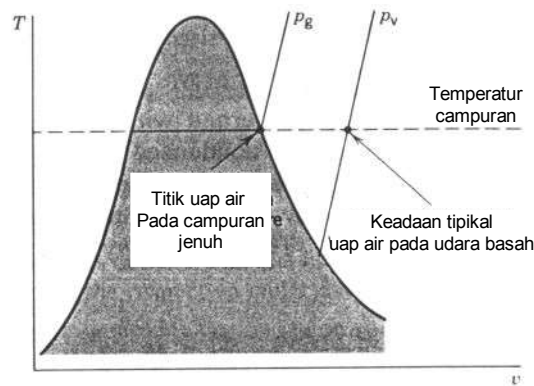
m = berat massa

M = berat molekul

a, v = masing-masing adalah notasi untuk udara kering dan uap air.

Jumlah uap air yang ada biasanya kurang dari jumlah udara kering, sehingga harga n_v, m_v dan p_v kecil relatif terhadap harga n_a, m_a dan p_a .

Secara umum keadaan uap air di dalam udara basah diperlihatkan oleh Gambar 4.4. Pada kondisi tekanan parsial p_v dan temperatur campuran T , uap berada pada keadaan panas lanjut (*superheat*). Jika tekanan parsial uap air adalah sama dengan tekanan jenuh air pada temperatur campuran, p_g , maka campuran disebut *jenuh*, dan *udara jenuh* adalah campuran udara kering dengan uap air jenuh.



Gambar 4.4. Diagram T - v untuk uap air di dalam campuran udara-air.

4.4.2. Rasio Kelembaban dan Kelembaban Relatif

Rasio kelembaban (humidity ratio), ω adalah perbandingan massa uap air terhadap massa udara kering. Dirumuskan dengan:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \tag{4.40}$$

dimana m_v adalah massa uap air dan m_a adalah massa udara kering. Rasio kelembaban disebut juga *kelembaban spesifik*.

Lebih lanjut rumus rasio kelembaban bisa dijabarkan :

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{M_v p_v V / \bar{R} T}{M_a p_a V / \bar{R} T} = \frac{M_v p_v}{M_a p_a} \tag{4.41}$$

karena $p_a = p - p_v$ dan rasio berat molekul air terhadap udara kering adalah 0,622; maka rumus diatas dapat ditulis dengan:

$$\omega = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v} \quad (4.42)$$

dimana p_v adalah tekanan uap air dan p_a adalah tekanan udara kering.

Kelembaban relatif, ϕ , didefinisikan sebagai perbandingan fraksi mol uap air, y_v pada udara basah yang diukur terhadap fraksi mol uap air, $y_{v,sat}$, pada udara basah jenuh pada temperatur dan tekanan yang sama.

Atau :

$$\phi = \frac{y_v}{y_{v,sat}} \Bigg)_{T,p} \quad (4.43)$$

dan $p_v = y_v p$; $p_g = y_{v,sat} p$, maka :

$$\phi = \frac{p_v}{p_g} \Bigg)_{T,p} \quad (4.44)$$

dimana p_g adalah tekanan jenuh uap air.

Rasio kelembaban bisa diukur dengan alat yang bernama *higrometer* dimana sampel udara basah direaksikan dengan zat kimia hingga semua uap air yang ada diserap. Jumlah uap air yang diserap dicari dengan menimbang zat kimia tersebut. Harga U , H dan S dari udara basah bisa dicari dengan menjumlahkan harga masing-masing komponen. Untuk entalpi udara basah dihitung dengan:

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v \quad (4.45)$$

atau:

$$\frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + \omega h_v \quad (4.46)$$

Harga entalpi udara kering dan uap air pada persamaan di atas diukur pada temperatur campuran. Merujuk ke tabel data uap atau diagram Mollier untuk air,

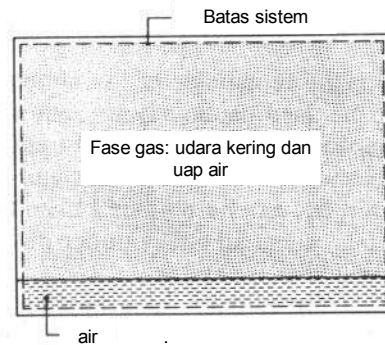
menunjukkan bahwa enthalpi uap air panas lanjut pada tekanan uap rendah hampir sama dengan harga uap jenuh pada temperatur yang sama. Atau

$$h_v \approx h_g(T). \quad (4.47)$$

4.4.3. Titik Embun (*Dew Point*)

Jika temperatur turun, uap air yang ada di udara bisa berkondensasi. Fenomena ini umumnya bisa dijumpai misalnya pada pipa yang mengalirkan air dingin.

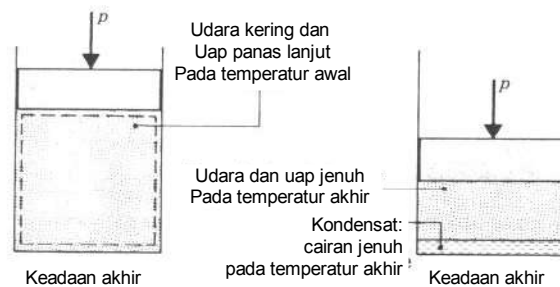
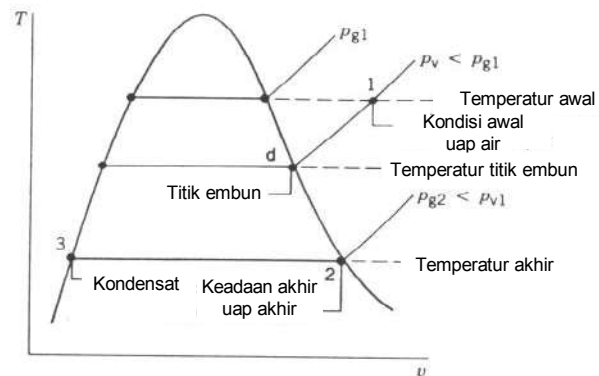
Gambar 4.5 adalah sebuah sistem tertutup yang di dalamnya terdapat udara basah. Udara didinginkan pada tekanan konstan, diagram $T-v$ nya dapat dilihat pada Gambar 4.6.



Gambar 4.5. Sistem yang terdiri dari udara basah yang bersinggungan dengan air.

Berdasarkan Gambar 4.6, pertama-tama, uap air berada pada kondisi panas lanjut di titik 1. Pada tahap pertama pendinginan, tekanan dan komposisi uap air konstan. Karena $p_v = y_v p$, tekanan parsial uap air berada dalam keadaan konstan dan uap air akan dingin pada p_v konstan dari titik 1 ke titik d yang disebut *titik embun*. Temperatur jenuh pada p_v disebut *temperatur embun*. Pada bagian selanjutnya dari proses pendinginan, sistem akan didinginkan di bawah temperatur titik embun dan uap air akan mulai kondensasi. Sisa uap air yang masih berupa gas akan jenuh pada temperatur akhir di titik 2 dengan tekanan parsial sama dengan tekanan jenuh p_{g2} . Kondensat akan menjadi cairan jenuh pada temperatur akhir, titik 3. Tekanan parsial

turun dari p_v ke p_{g2} karena fraksi mol uap air yang ada pada kondisi akhir lebih rendah dibandingkan dengan kondisi awal karena adanya kondensasi.



Gambar 4.6. Keadaan air pada udara basah yang didinginkan pada tekanan campuran konstan.

Contoh soal 4.4:

Sampel udara basah seberat 1 kg dengan temperatur awal 21°C , 1 atm dan kelembaban relatif 70% didinginkan sampai temperatur 5°C pada tekanan konstan. Carilah (a) rasio kelembaban awal, (b) temperatur embun, (c) jumlah uap air yang mengalami kondensasi.

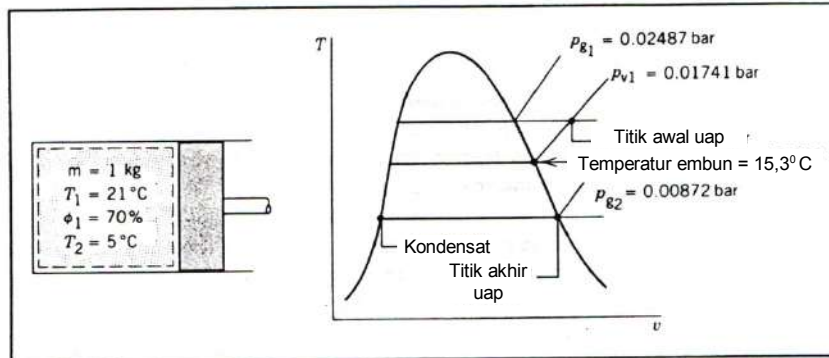
Jawab:

Diketahui: $m = 1\text{ kg}$; $p = 1\text{ atm} = 1,01325\text{ bar}$; $T_1 = 21^{\circ}\text{C}$; $\phi_1 = 70$; $T_2 = 5^{\circ}\text{C}$

(a) Rasio kelembaban awal

Pada kelembaban relatif 70%, dari Tabel A-21 pada temperatur 21° C diperoleh $p_{g1} = 0,02487$ bar, sehingga:

$$p_{v1} = \phi_1 p_{g1} = (0,7)(0,02487) = 0,01741 \text{ bar}$$



maka: $\omega_1 = 0,622 \frac{p_{v1}}{p - p_{v1}}$

$$\omega_1 = 0,622 \left(\frac{0,01741}{1,01325 - 0,01741} \right) = 0,011$$

(b) Temperatur embun

Temperatur embun adalah temperatur jenuh uap pada tekanan $p_{v1} = 0,01741$ bar. Dengan interpolasi dari data Tabel A-2, diperoleh: $T = 15,3^{\circ} \text{C}$.

(c) Jumlah uap air yang mengalami kondensasi.

Udara mempunyai massa 1 kg, dimana merupakan jumlah udara kering dengan uap air.

$$1 \text{ kg} = m_a + m_{v1} ;$$

$$1 \text{ kg} = \frac{m_{v1}}{\omega_1} + m_{v1} = m_{v1} \left(\frac{1}{\omega_1} + 1 \right)$$

$$m_{v1} = \frac{1 \text{ kg}}{\left(\frac{1}{\omega_1} \right) + 1}$$

$$m_{v1} = \frac{1}{\left(\frac{1}{0,011} \right) + 1} = 0,0109 \text{ kg}$$

Massa udara kering:

$$m_a = 1 - m_{v1} = 1 - 0,0109 = 0,9891 \text{ kg}$$

Pada $T_2 = 5^\circ \text{C}$, yang merupakan temperatur jenuh uap air maka tekanan uap air adalah, $p_{g2} = 0,00872$ bar. Rasio kelembaban:

$$\omega_2 = 0,622 \frac{p_{g2}}{p - p_{g2}}$$

$$\omega_2 = 0,622 \left(\frac{0,00872}{1,01325 - 0,00872} \right) = 0,0054$$

Massa uap air pada kondisi akhir adalah:

$$m_{v2} = \omega_2 m_a = 0,0054 \times 0,9891 = 0,0053 \text{ kg}$$

Jumlah kondensat adalah selisih antara jumlah uap air awal dengan jumlah uap air akhir.

$$m_w = m_{v1} - m_{v2}$$

$$m_w = 0,0109 - 0,0053 = 0,0056 \text{ kg}$$

4.4.4. Penerapan Konservasi Massa dan Konservasi Energi pada Sistem Psikrometrik.

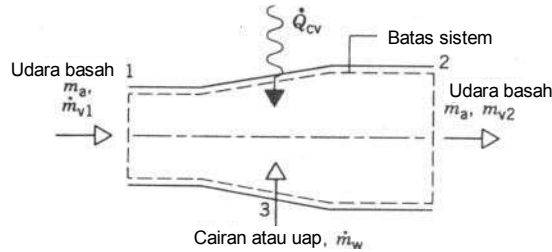
Piranti-piranti pada proses pengkondisian udara (AC) seperti pemanasan, pendinginan, pelembaban atau penurunan kelembaban biasanya dianalisis pada basis volume atur. Gambar 4.7 memperlihatkan piranti dengan dua saluran masuk dan satu saluran keluar. Aliran udara basah masuk pada seksi 1, aliran udara basah keluar pada seksi 2, dan aliran air masuk pada seksi 3. Aliran air bisa cair atau uap. Perpindahan kalor dengan laju Q_{cv} bisa terjadi antara volume atur (*control volume*) dengan lingkungannya.

Pada kondisi stedi, berlaku:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \quad (\text{udara kering})$$

$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_w = \dot{m}_{v2} \quad (\text{air})$$

sedangkan: $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$ dan $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$



Gambar 4.7. Sistem untuk pengkondisian udara basah.

Kesetimbangan massa air:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1) \tag{4.48}$$

\dot{m}_w = massa air. Ketika air ditambahkan pada seksi 3, maka ω_2 akan lebih besar dari ω_1 .

Dengan mengasumsikan kerja volume atur, $W_{cv} = 0$ dan mengabaikan semua efek energi kinetik dan potensial, kesetimbangan laju energi pada kondisi stedi menjadi:

$$0 = \dot{Q}_{cv} + (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{v1}) + \dot{m}_w h_w - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{v2}) \tag{4.49}$$

Untuk analisis piranti AC, enthalpi uap air masuk dan keluar bisa dievaluasi sebagai enthalpi uap jenuh, sehingga menghasilkan:

$$0 = \dot{Q}_{cv} + (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{g1}) + \dot{m}_w h_w - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{g2}) \tag{4.50}$$

dan
$$0 = \dot{Q}_{cv} + \dot{m}_a (h_{a1} + \omega_1 h_{g1}) + \dot{m}_w h_w - \dot{m}_a (h_{a2} + \omega_2 h_{g2}) \tag{4.50}$$

$$0 = \dot{Q}_{cv} + \dot{m}_a [(h_{a1} - h_{a2}) + \omega_1 h_{g1} + (\omega_2 - \omega_1) h_w - \omega_2 h_{g2}] \tag{4.51}$$

Yang bergaris pertama bisa dievaluasi dari Tabel A-16 dan yang bergaris kedua bisa dievaluasi dari tabel uap bersama-sama dengan harga ω_2 dan ω_1 yang diketahui.

4.4.5. Saturasi Adiabatik Dan Temperatur *Wet Bulb* (bola basah)

Rasio kelembaban campuran uap air – udara dapat ditentukan bila tiga parameter sifat campuran diketahui, yaitu: tekanan p , temperatur T , dan temperatur saturasi adiabatik T_{sa} . Persamaan yang menghubungkan ketiga parameter ini adalah:

$$\omega = \frac{h_a(T_{sa}) - h_a(T) + \omega'[h_g(T_{sa}) - h_f(T_{sa})]}{h_g(T) - h_f(T_{sa})} \quad (4.52)$$

dimana: h_f dan h_g masing-masing adalah enthalpi air jenuh dan uap air jenuh,

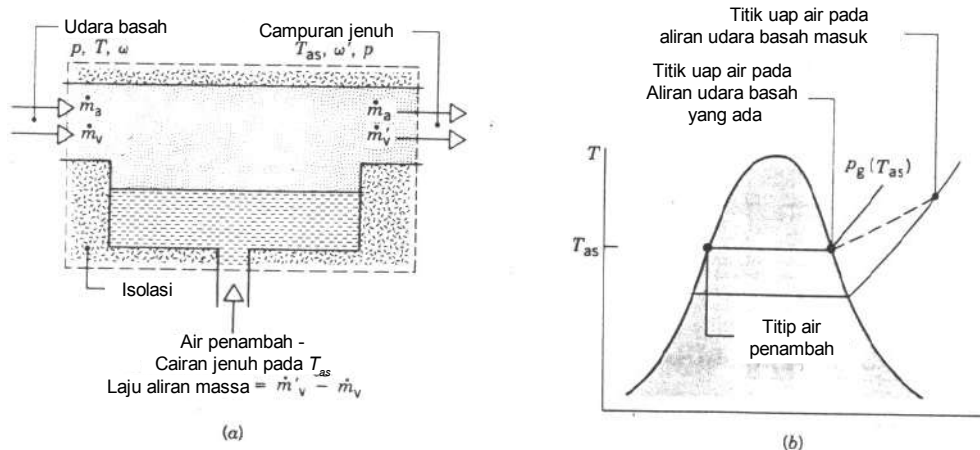
h_a = enthalpi udara kering.

$$\omega' = 0,622 \frac{p_g(T_{sa})}{p - p_g(T_{sa})} \quad (4.53)$$

$p_g(T_{sa})$ = tekanan jenuh pada temperatur saturasi adiabatik

p = tekanan campuran

Gambar 4.8 memperlihatkan proses saturasi adiabatik, udara basah mengalir melalui dua saluran masuk dan satu saluran keluar. Tidak ada perpindahan kalor ke lingkungan.



Gambar 4.8. Saturator adiabatik. (a) Skema. (b) Diagram $T-v$.

Campuran uap air – udara dengan rasio kelembaban yang tidak diketahui memasuki peralatan pada tekanan p dan temperatur T . Ketika campuran mengalir di dalam piranti, campuran bersinggungan dengan air. Jika campuran yang masuk berada pada kondisi tidak jenuh ($\phi < 100\%$), maka sebagian air akan menguap. Energi yang diperlukan untuk menguapkan air diambil dari udara basah, sehingga temperatur campuran akan menurun. Untuk saluran yang panjang, campuran akan menjadi jenuh (saturasi) pada sisi keluar ($\phi = 100\%$). Karena campuran jenuh dicapai tanpa energi dari lingkungan, temperatur campuran pada sisi keluar disebut *temperatur saturasi adiabatik*.

Kesetimbangan energi untuk gambar diatas:

$$(\dot{m}_a h_a + \dot{m}_v h_v)_{\text{udara basah masuk}} + [(\dot{m}_v' - \dot{m}_v) h_w]_{\text{air penambah}} = (\dot{m}_a h_a + \dot{m}_v' h_v)_{\text{udara basah keluar}} \quad (4.54)$$

atau dalam satuan laju aliran massa udara kering (\dot{m}_a):

$$(h_a + \omega h_g)_{\text{udara basah masuk}} + [(\omega' - \omega) h_f]_{\text{air penambah}} = (h_a + \omega h_g)_{\text{udara basah keluar}} \quad (4.55)$$

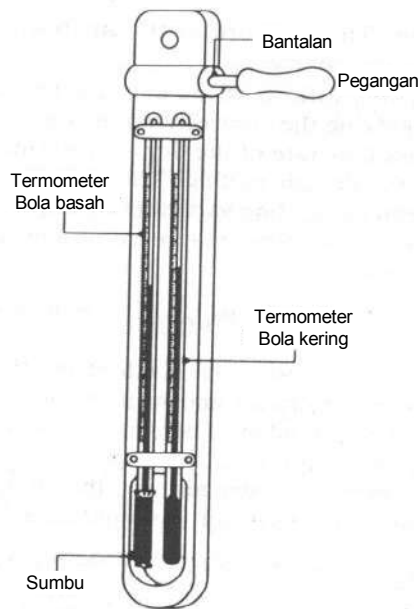
dimana: $\omega = \dot{m}_v / \dot{m}_a$ dan $\omega' = \dot{m}_v' / \dot{m}_a$, \dot{m}_a adalah laju aliran massa udara kering, \dot{m}_v adalah laju aliran massa uap air

Untuk campuran udara – uap air pada jangkauan tekanan dan temperatur udara atmosfer normal, temperatur saturasi adiabatik hampir sama dengan temperatur udara basah T_{wb} . Karenanya untuk menentukan rasio kelembaban ω untuk campuran tersebut *temperatur bola basah* bisa digunakan bagi persamaan-persamaan sebelumnya.

Temperatur bola basah bisa diukur dari termometer bola basah (*wet bulb*). Alat *psikrometer sling* bisa digunakan untuk mengukur temperatur bola basah dan temperatur bola kering (*dry bulb*) bersamaan (Gambar 4.9).

Contoh soal 4.5:

Dari pengukuran pada sebuah kelas dengan psikrometer sling diperoleh temperatur bola kering 20° C dan temperatur bola basah 16° C. Carilah rasio kelembaban dan kelembaban relatif jika tekanan 1 atm.



Gambar 4.9. Psikrometer model sling.

Jawab:

Diketahui: $T = 20^{\circ}\text{C}$; $T_{sa} = 16^{\circ}\text{C}$; $p = 1\text{ atm} = 1,01325\text{ bar}$

- Rasio kelembaban

Berdasarkan temperatur bola basah, $T_{sa} = 16^{\circ}\text{C}$, dari Tabel A-2 diperoleh $p_g(T_{sa}) = 0,01818$, $h_f(T_{sa}) = 67,19\text{ kJ/kg}$, $h_{fg}(T_{sa}) = h_g - h_f = 2463,6\text{ kJ/kg}$. Dan dari Tabel A-16, dengan interpolasi diperoleh $h_g(T) = 289,2\text{ kJ/kg}$

Berdasarkan temperatur bola kering, $T = 20^{\circ}\text{C}$, dari Tabel A-2 diperoleh $h_g(T) = 2538,1\text{ kJ/kg}$.

Hitung ω' :

$$\omega' = 0,622 \frac{p_g(T_{sa})}{p - p_g(T_{sa})}$$

$$\omega' = 0,622 \left(\frac{0,01818}{1,01325 - 0,01818} \right) = 0,011$$

maka rasio kelembaban:

$$\omega = \frac{h_a(T_{sa}) - h_a(T) + \omega'[h_g(T_{sa}) - h_f(T_{sa})]}{h_g(T) - h_f(T_{sa})}$$

$$\omega = \frac{(289,2 - 293,2) + 0,011(2463,6)}{2538,1 - 67,19} = 0,0093$$

- Kelembaban relatif

$$\omega = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v}$$

$$p_v = \frac{\omega p}{\omega + 0,622}$$

$$p_v = \frac{(0,0093)(1,01325)}{(0,0093 + 0,622)} = 0,01493 \text{ bar}$$

maka kelembaban relatif:

$$\phi = \frac{p_v}{p_g} = \frac{0,01483}{0,02339} = 0,64 \text{ (64\%)}$$

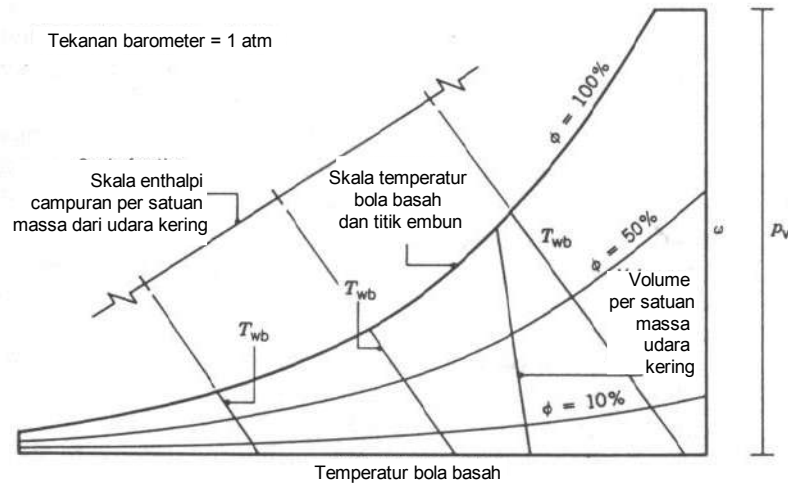
4.4.6. Grafik Psikrometrik

Secara grafik beberapa sifat penting udara basah diberikan oleh *grafik psikrometrik*. Secara umum grafik psikrometrik dapat dilihat pada Gambar 4.10.

Dari Gambar 4.10, absis adalah temperatur kering dan ordinat adalah rasio kelembaban. Untuk grafik SI, temperatur dalam °C dan ω dalam kg atau gr uap air per kg udara kering.

Temperatur embun untuk kondisi udara basah tertentu bisa dicari dengan mengikuti garis ω konstan hingga $\phi = 100\%$, dan titik embun adalah temperatur udara kering pada titik ini.

Parameter penting lainnya yang bisa dilihat pada grafik psikrometrik adalah temperatur basah (T_{wb}). Seperti terlihat pada Gambar 4.10, garis T_{wb} konstan bergerak dari kiri atas ke kanan bawah.



Gambar 4.10. Grafik Psikrometrik.

4.4.7. Aplikasi Psikrometrik

A. Dehumidifikasi

Jika aliran udara basah didinginkan pada tekanan campuran konstan ke temperatur dibawah temperatur titik embun, sebagian kondensasi akan terjadi. Gambar 4.11 menggambarkan sebuah *dehumidifier* (alat penurun kelembaban) yang menggunakan prinsip ini. Udara basah memasuki titik 1 dan mengalir melalui koil pendingin. Sebagian uap air yang ada di udara basah mengalami kondensasi, dan campuran udara basah jenuh keluar *dehumidifier* pada titik 2. Udara dari titik 2 kemudian mengalir melalui koil pemanas supaya temperatur udara naik kembali setelah turun pada saat terjadinya kondensasi.

Pada kondisi stedi,

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \quad (\text{udara kering})$$

$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_w + \dot{m}_{v2} \quad (\text{air})$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}$$

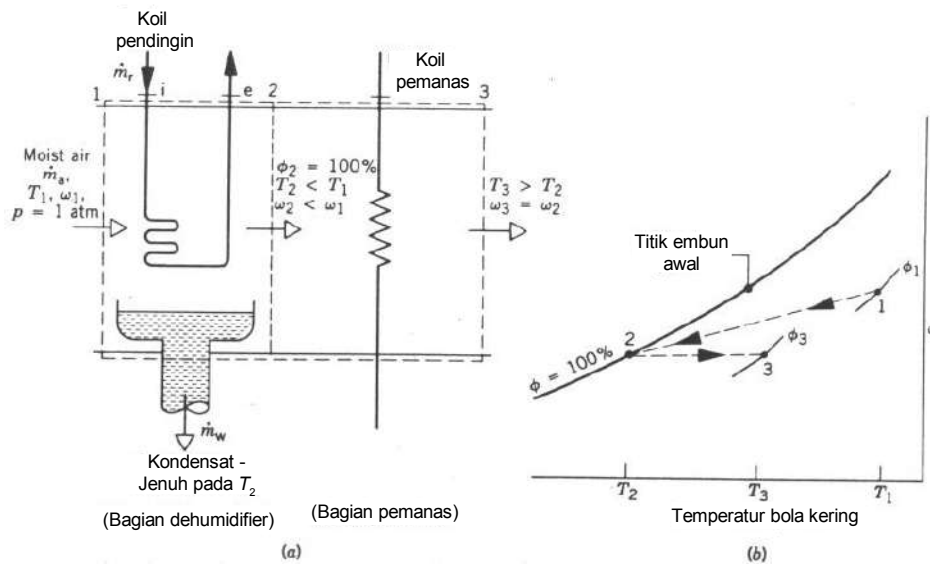
sedangkan : $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$ dan $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$

$$\dot{m}_w = \omega_1 \dot{m}_a - \omega_2 \dot{m}_a$$

dimana \dot{m}_a adalah laju aliran massa udara kering, \dot{m}_v adalah laju aliran massa uap air, dan \dot{m}_w adalah laju aliran massa air.

Jumlah air yang mengalami kondensasi per satuan massa udara kering yang mengalir adalah:

$$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = \omega_1 - \omega_2 \tag{4.56}$$



Gambar 4.11. Dehumidifikasi. (a) Skema peralatan. (b) Gambaran bagan psikrometrik.

Laju aliran massa refrigeran per satuan massa udara kering yang melalui alat ini adalah:

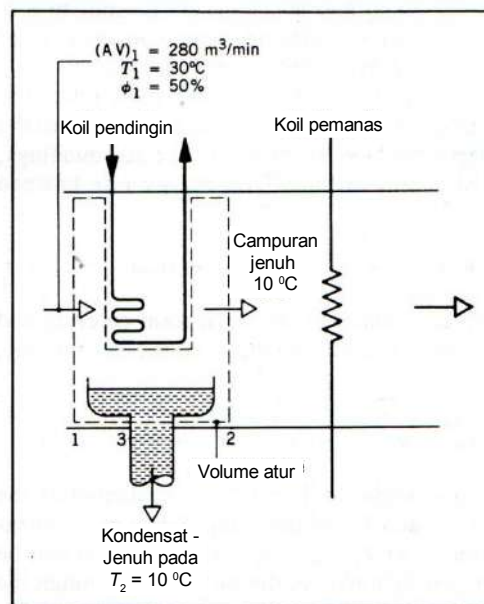
$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_a} = \frac{(h_{a1} - h_{a2}) + \omega_1 h_{g1} - \omega_2 h_{g2} - (\omega_1 - \omega_2) h_{f2}}{h_e - h_i} \tag{4.57}$$

dimana \dot{m}_r adalah laju aliran massa refrigeran.

Proses ini pada grafik psikrometrik dapat dilihat pada Gambar 4.11b.

Contoh soal 4.6:

Udara basah dengan temperatur 30°C dan kelembaban relatif 50% memasuki *dehumidifier* yang beroperasi pada kondisi stedi dengan debit $280\text{ m}^3/\text{min}$. Udara basah melewati koil pendingin sehingga terbentuk kondensat. Kondensat keluar *dehumidifier* dalam keadaan jenuh pada 10°C . Udara basah jenuh keluar pada aliran yang terpisah dengan temperatur yang sama. Tidak ada kerugian energi oleh perpindahan kalor ke lingkungan dan tekanan tetap konstan pada $1,013\text{ bar}$. Carilah (a) laju aliran massa udara kering, (b) laju dimana air mengalami kondensasi yang mengalir pada volume atur, dan (c) kapasitas pendinginan yang diperlukan.



Jawab:

Diketahui: $T_1 = 30^\circ\text{C} = 303\text{ K}$; $\phi_1 = 50\%$; $Q_1 = (AV)_1 = 280\text{ m}^3/\text{min}$; $T_2 = 10^\circ\text{C} = 283\text{ K}$

(a) Laju aliran massa udara kering

laju aliran massa udara:

Asy'ari Daryus

Universitas Darma Persada - Jakarta

$$\dot{m}_a = \frac{(AV)_1}{v_{a1}}$$

$$\dot{m}_a = \frac{(AV)_1}{(R/M_a)(T_1/p_{a1})}$$

Pada $T_1 = 30^0$ C, tekanan jenuh dari Tabel A-2 diperoleh $p_{g1} = 0,0426$ bar. Maka tekanan uap air, p_{v1} :

$$p_{v1} = \phi_1 p_{g1} = (0,50) (0,04246) = 0,02123 \text{ bar}$$

Tekanan udara parsial:

$$p_{a1} = p_1 - p_{v1}$$

$$= 1,013 - 0,02123 = 0,99177 \text{ bar} = 0,99177 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

sehingga:

$$\dot{m}_a = \frac{280}{(8314/28,97)(303/0,99177 \times 10^5)} = 319,35 \text{ kg/min}$$

(b) Laju dimana air mengalami kondensasi yang mengalir pada volume atur

kelembaban di sisi masuk:

$$\omega_1 = 0,622 \left(\frac{p_{v1}}{(p_1 - p_{v1})} \right) = 0,622 \left(\frac{0,02123}{0,99177} \right) = 0,0133$$

Kelembaban di sisi keluar:

Pada $T_2 = 10^0$ C, dari tabel A-2 tekanan jenuh uap air adalah $p_g = 0,01228$ bar, maka:

$$p_{v2} = p_{g2} = 0,01228 \text{ bar}$$

$$\omega_2 = 0,622 \left(\frac{p_{v2}}{(p_1 - p_{v2})} \right) = 0,622 \left(\frac{0,01228}{1,013 - 0,01228} \right) = 0,0076$$

Pada hukum kekekalan massa berlaku:

$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_{v2} + \dot{m}_w$$

dimana: $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$ dan $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$

sehingga: $\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = \omega_1 - \omega_2$

diperoleh:

$$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = \omega_1 - \omega_2 = 0,0133 - 0,0076 = 0,0057 \frac{\text{kg kondensat}}{\text{kg udara kering}}$$

(c) Kapasitas pendinginan yang diperlukan

Laju perpindahan kalor dicari dengan memakai keseimbangan laju energi.

$$0 = \dot{Q}_{cv} + \dot{m}_a [(h_{a1} - h_{a2}) + \omega_1 h_{g1} + (\omega_2 - \omega_1) h_w - \omega_2 h_{g2}]$$

$$\dot{Q}_{cv} = \dot{m}_a [(h_{a2} - h_{a1}) - \omega_1 h_{g1} + (\omega_1 - \omega_2) h_w + \omega_2 h_{g2}]$$

Dari Tabel A-2 pada $T_1 = 30^\circ \text{C}$ diperoleh $h_{g1} = 2556,3 \text{ kJ/kg}$ dan untuk $T_2 = 10^\circ \text{C}$ diperoleh $h_w = h_f = 42,01 \text{ kJ/kg}$ dan $h_{g2} = 2519,8 \text{ kJ/kg}$

Dari Tabel A-16, pada $T_1 = 30^\circ \text{C}$ (303 K), melalui interpolasi diperoleh $h_{a1} = 303,2 \text{ kJ/kg}$. Sementara untuk $T_2 = 10^\circ \text{C}$ (283 K) dengan interpolasi diperoleh $h_{a2} = 283,1 \text{ kJ/kg}$.

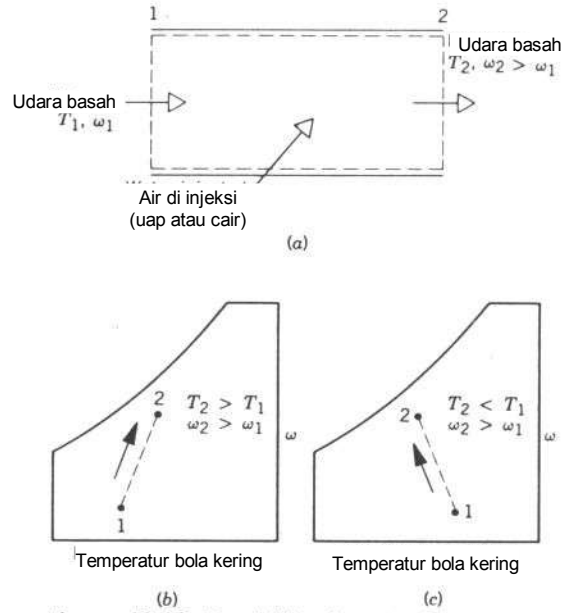
Maka:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cv} &= 319,35 [(283,1 - 303,2) - 0,0133 (2556,3) + 0,0057 (42,01) + 0,0076 (2519,8)] \\ &= - 11.084 \text{ kJ/min} = \\ &= - 11.084 / 211 = 52,5 \text{ ton refrigerasi} \end{aligned}$$

B. Humidifikasi

Humidifikasi adalah kebalikan dari proses dehumidifikasi, dimana kandungan uap air di dalam udara dinaikkan. Satu cara dalam melakukan ini adalah dengan menginjeksikan uap air. Cara lain adalah dengan menyemprot air ke udara. Kedua cara ini secara skematik bisa dilihat pada Gambar 4.12.

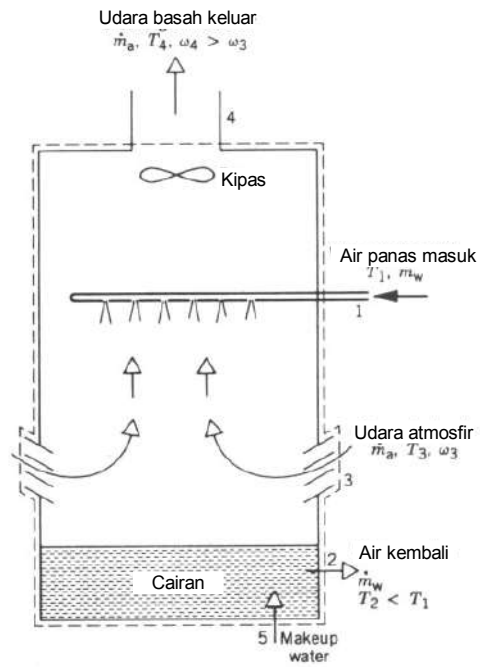
Temperatur udara basah ketika keluar alat *humidifier* tergantung kondisi air yang diberikan. Jika temperatur uap yang diinjeksikan relatif tinggi, rasio kelembaban dan temperatur kering akan naik. Hal ini bisa dilihat pada Gambar 4.12b. Jika air diinjeksikan, udara basah yang keluar humidifier akan mempunyai temperatur lebih rendah dari temperatur udara pada sisi masuk (Gambar 4.12c).



Gambar 4.12. Humidifikasi. (a) Volume diatur. (b) Uap diinjeksikan. (c) Cairan diinjeksikan.

C. Cooling Tower (Menara Pendingin)

Menara pendingin digunakan untuk membuang sejumlah energi panas ke lingkungan. Menara pendingin dapat beroperasi secara alami atau konveksi paksa. Gambar 4.13 memperlihatkan salah satu contoh konstruksi menara pendingin. Air panas masuk pada sisi 1 dan disemprotkan dari puncak menara. Udara atmosfer ditarik masuk pada sisi 3 oleh kipas angin di puncak menara. Ketika dua aliran berinteraksi, sejumlah kecil fraksi aliran air menguap ke udara basah, yang keluar pada sisi 4 dengan rasio kelembaban yang lebih besar dibandingkan ketika masuk pada sisi 3. Energi yang diperlukan untuk penguapan diberikan oleh air yang tidak menguap sehingga air yang keluar pada sisi 2 akan mempunyai temperatur lebih rendah dari pada ketika masuk disisi 1. Karena adanya penguapan air yang terjadi maka harus dilakukan penambahan air pada sisi 5 sehingga jumlah air yang keluar sama dengan jumlah air yang masuk.

Gambar 4.13. Skema Menara Pendingin (*Cooling Tower*).

Soal-soal

1. Jawablah pertanyaan-pertanyaan berikut yang berkaitan dengan campuran dua macam gas:
 - a. Kapan analisis campuran dalam fraksi massa akan identik dengan analisis dalam fraksi mol?
 - b. Kapan berat molekul campuran akan sama dengan rata-rata berat molekul dua gas?
2. Analisis molar dari campuran gas pada 60°C , 1 bar adalah 70% N_2 , 20% CO_2 , dan 10% O_2 . Carilah:
 - a. Analisis dalam fraksi massa;
 - b. Tekanan parsial setiap komponen, dalam bar;
 - c. Volume yang ditempati oleh 20 kg campuran, dalam m^3 .
3. Gas alam pada 27°C , 1 bar memasuki dapur dengan analisis molar berikut: 40% propana (C_3H_8), 40% ethana (C_2H_6), 20% metana (CH_4). Carilah:
 - a. Analisis dalam fraksi massa;
 - b. Tekanan parsial setiap komponen, dalam bar;
 - c. Laju aliran massa, dalam kg/s, untuk laju aliran volume $10^3/\text{s}$.
4. Sebuah tangki tertutup yang mempunyai volume $0,1\text{ m}^3$ berisi 0,7 kg N_2 , dan 1,1 kg CO_2 pada 27°C . Carilah :
 - a. Komposisi dalam fraksi massa;
 - b. Komposisi dalam fraksi mol;
 - c. Tekanan parsial setiap komponen, dalam bar;
 - d. Tekanan campuran, dalam bar;
 - e. Perpindahan kalor, dalam kJ, yang diperlukan untuk membuat campuran menjadi 127°C ;
 - f. Perubahan entropi campuran untuk proses (e) dalam kJ/K.
5. Sebuah campuran mempunyai analisis dalam basis massa : 50% N_2 , 30% CO_2 , 20% O_2 , dikompresi secara adiabatik dari 1 bar, 7°C ke 5 bar, 177°C . Carilah:

- a. Kerja, dalam kJ per kg campuran.
- b. Jumlah entropi yang dihasilkan, dalam kJ/K per kg campuran.

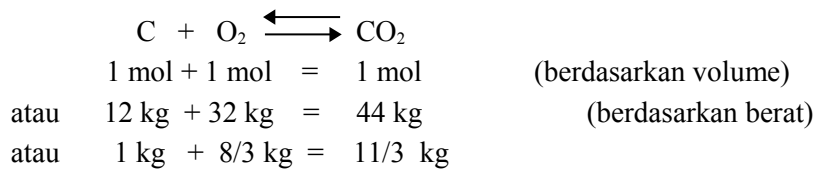
BAB V

CAMPURAN BEREAKSI : PEMBAKARAN

5.1. Pembakaran Bahan Bakar Padat

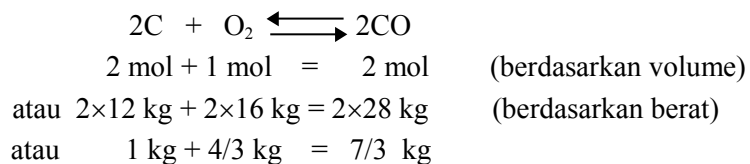
Pembakaran pada bahan bakar adalah kombinasi kimia bahan bakar dengan oksigen. Hal-hal yang penting pada proses pembakaran:

1. Jika karbon dibakar dengan jumlah oksigen yang cukup, karbon dioksida dihasilkan dengan disertai sejumlah panas. Reaksi kimianya adalah sbb:

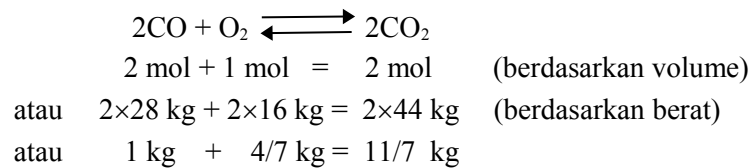


Artinya bahwa 1 kg karbon memerlukan 8/3 kg oksigen untuk menyelesaikan pembakaran, dan menghasilkan 11/3 kg gas karbon dioksida.

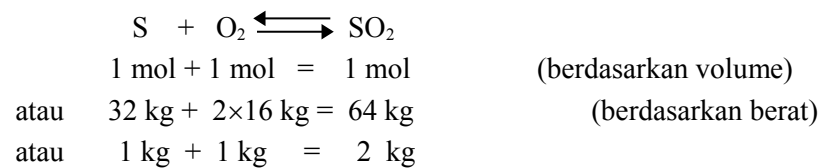
2. Jika oksigen tidak tersedia dengan cukup, maka pembakaran karbon tidak sempurna. Sehingga akan menghasilkan karbon monoksida daripada karbon dioksida.



3. Jika karbon monoksida dibakar lebih lanjut, akan menghasilkan karbon dioksida.

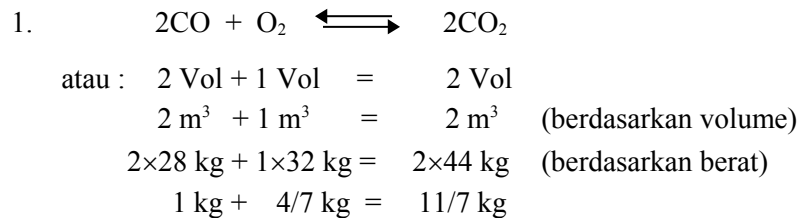


4. Jika belerang (sulfur) dibakar, akan menghasilkan sulfur dioksida dengan persamaan kimia:

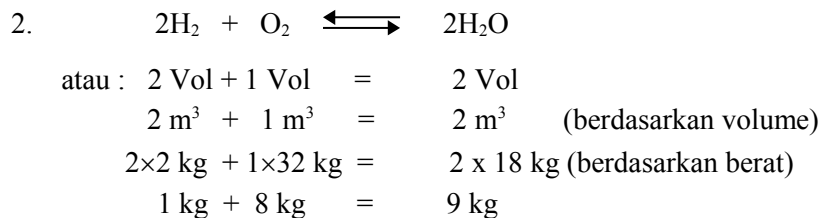


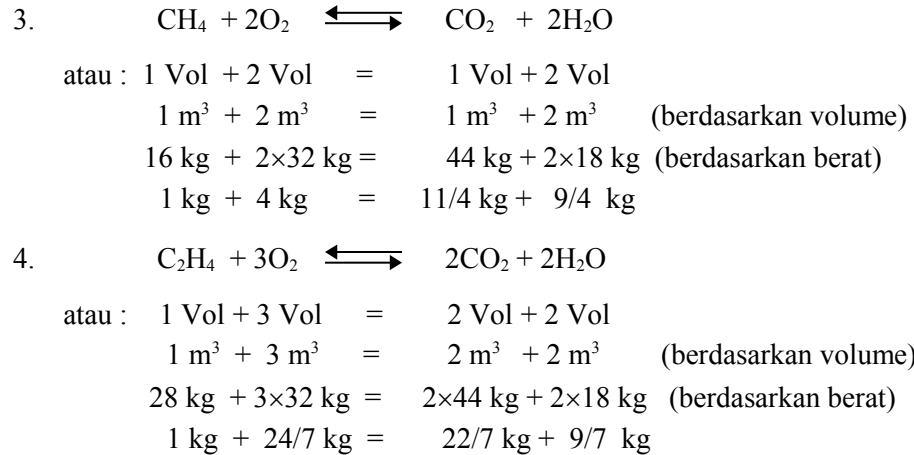
5.2. Pembakaran Bahan Bakar Gas

Bahan bakar gas biasanya diukur berdasarkan volume (dalam m³). Berikut ini adalah reaksi-reaksi kimia penting dengan oksigen dari bahan bakar gas:



artinya, 2 volume karbon monoksida membutuhkan 1 volume oksigen dan menghasilkan 2 volume karbon dioksida, atau 1 kg karbon monoksida memerlukan 4/7 kg oksigen untuk menghasilkan 11/7 kg karbon dioksida.





5.3. Berat Minimum Udara Yang Diperlukan Untuk Pembakaran Sempurna

Berat teoritis atau berat minimum oksigen (atau volume) yang dibutuhkan untuk pembakaran sempurna 1 kg bahan bakar bisa dapat dicari dari analisis kimia bahan bakar. Misalkan 1 kg bahan bakar terdiri dari:

- Karbon = C kg
- Hidrogen = H₂ kg
- Sulfur = S kg

1 kg karbon memerlukan 8/3 kg oksigen untuk pembakaran sempurna, 1 kg hidrogen memerlukan 8 kg oksigen dan 1 kg sulfur memerlukan 1 kg oksigen.

Oksigen total yang diperlukan untuk pembakaran sempurna untuk 1 kg bahan bakar adalah:

$$= \frac{8}{3}C + 8H_2 + S \text{ kg} \quad (5.1)$$

Jika ada sejumlah oksigen (katakanlah O₂ kg) pada bahan bakar, maka oksigen total yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 kg bahan bakar adalah:

$$= \left[\frac{8}{3}C + 8H_2 + S \right] - O_2 \text{ kg} \quad (5.2)$$

Oksigen untuk pembakaran umumnya berasal dari udara, yang sebagian besar adalah unsur nitrogen dan oksigen serta sejumlah kecil karbon dioksida dan unsur-unsur lainnya, seperti argon, neon, kripton dsb. Tetapi untuk perhitungan, komposisi udara diambil sebagai berikut:

Nitrogen (N₂) = 77%; Oksigen (O₂) = 23%; berdasarkan berat

Nitrogen (N₂) = 79%; Oksigen (O₂) = 21%; berdasarkan volume

Sehingga untuk mendapatkan 1 kg oksigen, jumlah udara yang diperlukan adalah:

$$= 100/23 = 4,35 \text{ kg; berdasarkan berat.}$$

Udara minimum yang diperlukan untuk pembakaran 1 kg bahan bakar:

$$= \frac{100}{23} \left[\frac{8}{3}C + 8H_2 + S - O_2 \right] \text{ kg} \quad (5.3)$$

5.4. Volume Minimum Udara Yang Diperlukan Untuk Pembakaran Sempurna

Volume oksigen yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 m³ gas bahan bakar bisa dihitung dari analisis kimia bahan bakar. Misalkan 1 m³ bahan bakar gas mengandung:

- Karbon monoksida = CO m³
- Hidrogen = H₂ m³
- Metana = CH₄ m³
- Etylen = C₂H₄ m³

sedangkan

- 2 volume CO memerlukan 1 volume O₂ atau 1 vol. CO memerlukan 0,5 vol. O₂

- 2 volume H₂ memerlukan 1 volume O₂ atau 1 vol. H₂ memerlukan 0,5 vol. O₂
- 1 vol. Metana memerlukan 2 vol. O₂ dan
- 1 Vol. Etylen memerlukan 3 vol. O₂.

Jadi total oksigen yang dibutuhkan untuk pembakaran sempurna 1 m³ bahan bakar:

$$= 0,5 \text{ CO} + 0,5 \text{ H}_2 + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 \text{ m}^3$$

Jika sejumlah oksigen sudah ada di bahan bakar (katakanlah sejumlah O₂ m³), maka oksigen total yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 m³ bahan bakar:

$$= [0,5 \text{ CO} + 0,5 \text{ H}_2 + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4] - \text{O}_2 \text{ m}^3$$

Karena oksigen di udara ada sebanyak 21%, maka volume udara minimum yang diperlukan untuk pembakaran 1 m³ bahan bakar:

$$= \frac{100}{21} [(0,5\text{CO} + 0,5\text{H}_2 + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4) - \text{O}_2] \text{ m}^3 \quad (5.4)$$

5.5. Konversi Analisis Volumetrik ke Analisis Berat atau Analisis Gravimetrik

Jika komposisi volumetrik bahan bakar gas diketahui, maka bisa dikonversikan ke komposisi gravimetrik dengan menggunakan hukum Avogadro:

1. Kalikan volume tiap kandungan dengan berat molekulnya. Ini akan memberikan berat proporsional kandungan.
2. Jumlahkan berat-berat ini dan bagi masing-masing berat dengan berat total ini, dan nyatakan dalam persen. Ini akan memberikan analisis persen dalam berat.

Contoh berikut akan menjelaskan hal ini.

Contoh Soal 5.1:

Analisis volumetrik gas adalah: CO₂ 14%, CO 1%, O₂ 5% dan N₂ 80%. Hitunglah komposisi gas bahan bakar berdasarkan berat.

Jawab

Kandungan gas	Volume dalam 1 m ³ gas asap (a)	Berat molekul (b)	Berat proporsional (c)=(a×b)	Berat dalam kg per kg gas asap (d)=(c)/Σ(c)	% berdasarkan berat =d×100
CO ₂	0,14	44	6,16	6,16/30,44=0,202	20,2%
CO	0,01	28	0,28	0,28/30,44=0,009	0,9%
O ₂	0,05	32	1,60	1,60/30,44=0,053	5,3%
N ₂	0,80	28	22,40	22,40/30,44=0,736	73,6%
Total	1,00		30,44	1,000	100,0

Komposisi gas bahan bakar berdasarkan berat diberikan pada kolom terakhir.

5.6. Konversi Analisis Berat ke Analisis Volumetrik

Konversi analisis berat gas bahan bakar ke analisis volumetrik dilakukan dengan langkah-langkah berikut:

1. Uraikan volume masing-masing kandungan gas berdasarkan berat molekul. Ini akan menghasilkan volume proporsional kandungan.
2. Jumlahkan volume-volume ini dan bagilah setiap volume dengan volume total, dan nyatakan dalam persen.
3. Hal ini akan memberikan analisis berdasarkan volume.

Contoh soal 5.2:

Gas bahan bakar mempunyai komposisi persen berdasarkan berat sebagai berikut:

CO 13,3%; CO 0,95%; O₂ 8,35% dan N₂ 77,4%. Rubahlah kedalam analisis volumetrik.

Jawab

Kandungan gas	% analisis berat (a)	Berat molekul (b)	Volume proporsional (c)=(a/b)	Volume dalam 1 m3 gas asap (d)=(c)/Σ(c)	% analisis volumetrik
CO ₂	13,3	44	13,3/44=0,302	0,302/3,357=0,090	9,0
CO	0,95	28	0,95/28=0,034	0,034/3,357=0,010	1,0
O ₂	8,35	32	8,35/32=0,261	0,261/3,357=0,078	7,8
N ₂	77,40	28	77,4/28=2,76	2,76/3,357=0,822	82,2
Total	100,0		Σ(c)= 3,357	100,0	100,0

Komposisi gas bahan bakar berdasarkan volume diberikan oleh kolom terakhir.

5.7. Berat Karbon Dalam Gas Asap

Berat karbon yang dikandung oleh 1 kg asap atau gas buang bisa dihitung dari berat karbon dioksida dan karbon monoksida yang ada.

Berat karbon per kg gas asap:

$$= \frac{3}{11} \text{CO}_2 + \frac{3}{7} \text{CO} \tag{5.5}$$

dimana CO₂ dan CO mewakili jumlah karbon dioksida dan karbon monoksida dalam 1 kg gas asap.

5.8. Berat Gas Asap per kg Bahan Bakar Terbakar

Berat gas asap kering bisa diperoleh dengan membandingkan berat karbon yang ada di gas asap dengan berat karbon di dalam bahan bakar, karena tidak ada kerugian karbon selama pembakaran.

Secara matematik, berat gas asap per kg bahan bakar dirumuskan dengan:

$$= \frac{\text{Berat karbon dalam 1 kg bahan bakar}}{\text{Berat karbon dalam 1 kg gas asap}} \tag{5.6}$$

5.9. Kelebihan Suplai Udara

Dalam keadaan sebenarnya, sejumlah udara dilebihkan dari kebutuhan udara minimum supaya pembakaran sempurna dan cepat. Jumlah kelebihan udara bergantung pada kondisi bahan bakar dan pembakaran. Jumlahnya bisa mendekati 100%, tetapi kecendrungan mesin modern kelebihan udaranya sekitar 25 sampai 50%.

Berat kelebihan udara yang disuplai bisa ditentukan oleh berat oksigen yang tidak terpakai yang ditemukan di gas asap. Atau, kelebihan suplai udara:

$$= \frac{100}{23} \times \text{Berat kelebihan oksigen} \quad (5.7)$$

Berat total udara yang disuplai:

$$= \text{Berat udara yang diperlukan} + \text{Berat kelebihan udara}$$

Secara rumus bisa dituliskan:

1. Berat kelebihan udara suplai per kg bahan bakar :

$$= \frac{79 \times O_2 \times C}{21 \times 33(CO_2 + CO)} \quad (5.8)$$

dimana O_2 , CO_2 dan CO adalah persentase oksigen, karbon dioksida dan karbon monoksida dalam gas asap (berdasarkan volume) terhadap persentase karbon di dalam bahan bakar berbasis berat.

2. Jumlah udara yang diperlukan per kg bahan bakar:

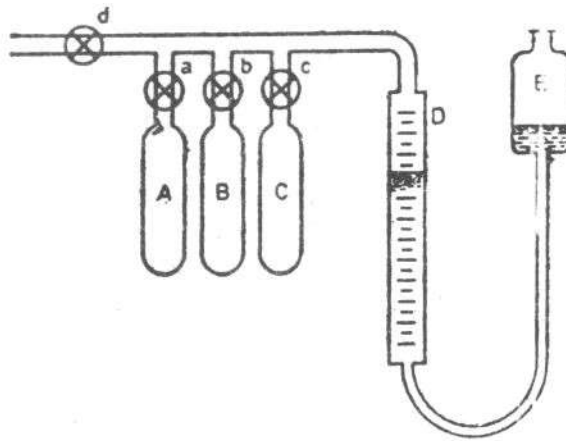
$$= \frac{N_2 \times C}{33(CO_2 + CO)} \quad (5.9)$$

dimana N_2 adalah persentase nitrogen di dalam gas asap berbasis volume.

3. Kelebihan dari campuran udara-bahan bakar yang disuplai ke mesin pembakaran dalam diukur dengan rasio udara terhadap berat bahan bakar.

5.10. Analisis Gas Asap dengan Aparatus Orsat

Untuk mengecek efisiensi pembakaran boiler, adalah perlu untuk menentukan kandungan gas asap. Analisis dilakukan dengan bantuan alat *Orsat*, seperti terlihat pada Gambar 5.1.



Gambar 5.1. Aparatur Orsat.

Aparatus ini terdiri dari tabung gelas pengukur *D* dan tiga botol *A*, *B*, dan *C* yang masing-masingnya mengandung zat kimia yang berbeda yang berguna untuk menyerap karbon dioksida, karbon monoksida dan oksigen. Botol *E* bisa digerakkan naik turun sesuai keinginan, untuk mendapatkan efek hisap atau tekan pada sampel gas asap.

Botol *A* berisi larutan *cuprous chloride* (Cu_2Cl_2) didalam asam hydrochlorik (HCl). Larutan ini menyerap karbon monoksida. Botol *B* berisi *caustic soda* (NaOH) dan asam *pyrogallic* yang menyerap oksigen dari sampel. Botol *C* juga mengandung *caustic soda* dan digunakan untuk menyerap karbon dioksida.

Sampel *gas asap* pertama-tama dihisap ke gelas pengukur dan volumenya dicatat. Biasanya sekitar 100 liter. Gas asap masuk ke botol *A*, *B* atau *C* dengan membuka katup *a*, *b* atau *c* Gas asap dibiarkan selama beberapa saat dan kemudian dihisap kembali ke tabung gelas *D*. Zat kimia di ketiga botol akan menyerap gas karbon

dioksida, dan karbon monoksida dan pengurangan volume ini bisa menentukan persentase masing masing gas yang ada di sampel yang terbaca pada tabung pengukur *D*.

Soal-soal

1. Persen komposisi dari sampel batu bara yang diperoleh dari analisis adalah sebagai berikut:

C 91%, H₂ 3%, O₂ 2%, N₂ 0,8%, S 0,8%

dan sisanya adalah abu. Hitunlah berat udara untuk pembakaran sempurna 1 kg batu bara.

2. Persen komposisi dari berat sampel bahan bakar tertentu adalah sebagai berikut: C 87,4%, H₂ 3,8%, dan abu 8,8%. Carilah jumlah udara teoritis yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 kg bahan bakar.

3. Bahan bakar mempunyai analisis berat sebagai berikut:

C 87%, H₂ 4%, dan abu 9%

Gas bahan bakar yang dihasilkan selama pembakaran bahan bakar ini mempunyai komposisi sbb.:

CO₂ 12,6%, O₂ 6,2% dan N 81,2%, Hitunglah:

- a. Berat karbon/kg gas asap.
 - b. Berat kering gas asap/kg bahan bakar.
4. Suatu bahan bakar mempunyai komposisi berat sebagai berikut:

C 80%, H₂ 10%, dan S 10%

Analisis volumetrik gas bahan bakar adalah :

CO₂ 10%, CO 1%, O₂ 10% dan N₂ 79%, Hitunglah per kg bahan bakar:

- a. Udara minimum yang diperlukan
 - b. Suplai udara aktual.
 - c. Kelebihan udara yang disuplai.
5. Persen analisis berat bahan bakar tertentu adalah karbon 78%, hidrogen 9%, oksigen 8%, dan sisanya adalah bahan tak terbakar. Jika 50% udara

berlebihan diberikan, carilah analisis kering gas asap (dalam berat).
Asumsikan udara mengandung 23% oksigen (berat).

DAFTAR PUSTAKA

1. Moran M.J., H.N. Shapiro. *Fundamentals Of Engineering Thermodynamics.*, 2th edition. John Wiley and Son, 1993.
2. Khurmi R.S. *A Text Book of Mechanical Technology, Thermal Engineering.* S. Chand & Company LTD, 1995.
3. Wood B.D., terj. Zulkifli Harahap. *Penerapan termodinamika, edisi kedua, jilid 2.* Erlangga 1987.
4. Reynold W.C, H.C. Perkins. *Engineering Thermodynamics* Mcraw-Hill Kogakusha, Ltd.
5. Faires V.M. C.M. Simmang. *Thermodynamics.* MacMillan Publishing Co., Inc.

***Janganlah kalian menggunjing saudara kalian yang lain.
Itu ibaratnya kalian memakan daging saudara kalian yang
sudah mati, tentu kalian jijik.***

LAMPIRAN

TABLE A-1 Atomic or Molecular Weights and Critical Properties of Some Common Elements and Compounds

Substance	Chemical formula	M	T_c , K	p_c , bars	$Z_c = \frac{p_c v_c}{RT_c}$
Acetylene	C ₂ H ₂	26.04	309	62.8	0.274
Air (equivalent)	—	28.97	133	37.7	0.284
Ammonia	NH ₃	17.04	406	112.8	0.242
Argon	Ar	39.94	151	48.6	0.290
Benzene	C ₆ H ₆	78.11	563	49.3	0.274
Butane	C ₄ H ₁₀	58.12	425	38.0	0.274
Carbon	C	12.01	—	—	—
Carbon dioxide	CO ₂	44.01	304	73.9	0.276
Carbon monoxide	CO	28.01	133	35.0	0.294
Copper	Cu	63.54	—	—	—
Ethane	C ₂ H ₆	30.07	305	48.8	0.285
Ethyl alcohol	C ₂ H ₅ OH	46.07	516	63.8	0.249
Ethylene	C ₂ H ₄	28.05	283	51.2	0.270
Helium	He	4.003	5.2	2.3	0.300
Hydrogen	H ₂	2.018	33.2	13.0	0.304
Methane	CH ₄	16.04	191	46.4	0.290
Methyl alcohol	CH ₃ OH	32.05	513	79.5	0.220
Nitrogen	N ₂	28.01	126	33.9	0.291
Octane	C ₈ H ₁₈	114.22	569	24.9	0.258
Oxygen	O ₂	32.00	154	50.5	0.290
Propane	C ₃ H ₈	44.09	370	42.7	0.276
Propylene	C ₃ H ₆	42.08	365	46.2	0.276
Refrigerant 12	CCl ₂ F ₂	120.92	385	41.2	0.278
Refrigerant 134a	CF ₃ CH ₂ F	102.03	374	40.7	0.260
Sulfur dioxide	SO ₂	64.06	431	78.7	0.268
Water	H ₂ O	18.02	647.3	220.9	0.233

Source: Adapted from *International Critical Tables* and L. C. Nelson and E. F. Obert, Generalized Compressibility Charts, *Chem. Eng.*, 61: 203 (1954).

TABLE A-2 Properties of Saturated Water (Liquid-Vapor): Temperature Table

Temp. °C	Press. bars	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		Temp. °C
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g	
.01	0.00611	1.0002	206.136	0.00	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.0000	9.1562	.01
4	0.00813	1.0001	157.232	16.77	2380.9	16.78	2491.9	2508.7	0.0610	9.0514	4
5	0.00872	1.0001	147.120	20.97	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	9.0257	5
6	0.00935	1.0001	137.734	25.19	2383.6	25.20	2487.2	2512.4	0.0912	9.0003	6
8	0.01072	1.0002	120.917	33.59	2386.4	33.60	2482.5	2516.1	0.1212	8.9501	8
10	0.01228	1.0004	106.379	42.00	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.9008	10
11	0.01312	1.0004	99.857	46.20	2390.5	46.20	2475.4	2521.6	0.1658	8.8765	11
12	0.01402	1.0005	93.784	50.41	2391.9	50.41	2473.0	2523.4	0.1806	8.8524	12
13	0.01497	1.0007	88.124	54.60	2393.3	54.60	2470.7	2525.3	0.1953	8.8285	13
14	0.01598	1.0008	82.848	58.79	2394.7	58.80	2468.3	2527.1	0.2099	8.8048	14
15	0.01705	1.0009	77.926	62.99	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.7814	15
16	0.01818	1.0011	73.333	67.18	2397.4	67.19	2463.6	2530.8	0.2390	8.7582	16
17	0.01938	1.0012	69.044	71.38	2398.8	71.38	2461.2	2532.6	0.2535	8.7351	17
18	0.02064	1.0014	65.038	75.57	2400.2	75.58	2458.8	2534.4	0.2679	8.7123	18
19	0.02198	1.0016	61.293	79.76	2401.6	79.77	2456.5	2536.2	0.2823	8.6897	19
20	0.02339	1.0018	57.791	83.95	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.6672	20
21	0.02487	1.0020	54.514	88.14	2404.3	88.14	2451.8	2539.9	0.3109	8.6450	21
22	0.02645	1.0022	51.447	92.32	2405.7	92.33	2449.4	2541.7	0.3251	8.6229	22
23	0.02810	1.0024	48.574	96.51	2407.0	96.52	2447.0	2543.5	0.3393	8.6011	23
24	0.02985	1.0027	45.883	100.70	2408.4	100.70	2444.7	2545.4	0.3534	8.5794	24
25	0.03169	1.0029	43.360	104.88	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.5580	25
26	0.03363	1.0032	40.994	109.06	2411.1	109.07	2439.9	2549.0	0.3814	8.5367	26
27	0.03567	1.0035	38.774	113.25	2412.5	113.25	2437.6	2550.8	0.3954	8.5156	27
28	0.03782	1.0037	36.690	117.42	2413.9	117.43	2435.2	2552.6	0.4093	8.4946	28
29	0.04008	1.0040	34.733	121.60	2415.2	121.61	2432.8	2554.5	0.4231	8.4739	29
30	0.04246	1.0043	32.894	125.78	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.4533	30
31	0.04496	1.0046	31.165	129.96	2418.0	129.97	2428.1	2558.1	0.4507	8.4329	31
32	0.04759	1.0050	29.540	134.14	2419.3	134.15	2425.7	2559.9	0.4644	8.4127	32
33	0.05034	1.0053	28.011	138.32	2420.7	138.33	2423.4	2561.7	0.4781	8.3927	33
34	0.05324	1.0056	26.571	142.50	2422.0	142.50	2421.0	2563.5	0.4917	8.3728	34
35	0.05628	1.0060	25.216	146.67	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	8.3531	35
36	0.05947	1.0063	23.940	150.85	2424.7	150.86	2416.2	2567.1	0.5188	8.3336	36
38	0.06632	1.0071	21.602	159.20	2427.4	159.21	2411.5	2570.7	0.5458	8.2950	38
40	0.07384	1.0078	19.523	167.56	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	8.2570	40
45	0.09593	1.0099	15.258	188.44	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	8.1648	45

H₂O

TABLE A-2 (Continued)

Temp. °C	Press. bars	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		Temp. °C
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g	
50	.1235	1.0121	12.032	209.32	2443.5	209.33	2382.7	2592.1	.7038	8.0763	50
55	.1576	1.0146	9.568	230.21	2450.1	230.23	2370.7	2600.9	.7679	7.9913	55
60	.1994	1.0172	7.671	251.11	2456.6	251.13	2358.5	2609.6	.8312	7.9096	60
65	.2503	1.0199	6.197	272.02	2463.1	272.06	2346.2	2618.3	.8935	7.8310	65
70	.3119	1.0228	5.042	292.95	2469.6	292.98	2333.8	2626.8	.9549	7.7553	70
75	.3858	1.0259	4.131	313.90	2475.9	313.93	2321.4	2635.3	1.0155	7.6824	75
80	.4739	1.0291	3.407	334.86	2482.2	334.91	2308.8	2643.7	1.0753	7.6122	80
85	.5783	1.0325	2.828	355.84	2488.4	355.90	2296.0	2651.9	1.1343	7.5445	85
90	.7014	1.0360	2.361	376.85	2494.5	376.92	2283.2	2660.1	1.1925	7.4791	90
95	.8455	1.0397	1.982	397.88	2500.6	397.96	2270.2	2668.1	1.2500	7.4159	95
100	1.014	1.0435	1.673	418.94	2506.5	419.04	2257.0	2676.1	1.3069	7.3549	100
110	1.433	1.0516	1.210	461.14	2518.1	461.30	2230.2	2691.5	1.4185	7.2387	110
120	1.985	1.0603	0.8919	503.50	2529.3	503.71	2202.6	2706.3	1.5276	7.1296	120
130	2.701	1.0697	0.6685	546.02	2539.9	546.31	2174.2	2720.5	1.6344	7.0269	130
140	3.613	1.0797	0.5089	588.74	2550.0	589.13	2144.7	2733.9	1.7391	6.9299	140
150	4.758	1.0905	0.3928	631.68	2559.5	632.20	2114.3	2746.5	1.8418	6.8379	150
160	6.178	1.1020	0.3071	674.86	2568.4	675.55	2082.6	2758.1	1.9427	6.7502	160
170	7.917	1.1143	0.2428	718.33	2576.5	719.21	2049.5	2768.7	2.0419	6.6663	170
180	10.02	1.1274	0.1941	762.09	2583.7	763.22	2015.0	2778.2	2.1396	6.5857	180
190	12.54	1.1414	0.1565	806.19	2590.0	807.62	1978.8	2786.4	2.2359	6.5079	190
200	15.54	1.1565	0.1274	850.65	2595.3	852.45	1940.7	2793.2	2.3309	6.4323	200
210	19.06	1.1726	0.1044	895.53	2599.5	897.76	1900.7	2798.5	2.4248	6.3585	210
220	23.18	1.1900	0.08619	940.87	2602.4	943.62	1858.5	2802.1	2.5178	6.2861	220
230	27.95	1.2088	0.07158	986.74	2603.9	990.12	1813.8	2804.0	2.6099	6.2146	230
240	33.44	1.2291	0.05976	1033.2	2604.0	1037.3	1766.5	2803.8	2.7015	6.1437	240
250	39.73	1.2512	0.05013	1080.4	2602.4	1085.4	1716.2	2801.5	2.7927	6.0730	250
260	46.88	1.2755	0.04221	1128.4	2599.0	1134.4	1662.5	2796.6	2.8838	6.0019	260
270	54.99	1.3023	0.03564	1177.4	2593.7	1184.5	1605.2	2789.7	2.9751	5.9301	270
280	64.12	1.3321	0.03017	1227.5	2586.1	1236.0	1543.6	2779.6	3.0668	5.8571	280
290	74.36	1.3656	0.02557	1278.9	2576.0	1289.1	1477.1	2766.2	3.1594	5.7821	290
300	85.81	1.4036	0.02167	1332.0	2563.0	1344.0	1404.9	2749.0	3.2534	5.7045	300
320	112.7	1.4988	0.01549	1444.6	2525.5	1461.5	1238.6	2700.1	3.4480	5.5362	320
340	145.9	1.6379	0.01080	1570.3	2464.6	1594.2	1027.9	2622.0	3.6594	5.3357	340
360	186.5	1.8925	0.006945	1725.2	2351.5	1760.5	720.5	2481.0	3.9147	5.0526	360
374.14	220.9	3.155	0.003155	2029.6	2029.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	4.4298	374.14

Source: Tables A-2 through A-5 are adapted from K. Wark, *Thermodynamics*, 4th ed., McGraw-Hill, New York, 1983, as extracted from J. H. Keenan, F. G. Keyes, P. G. Hill, and J. G. Moore, *Steam Tables*, Wiley, New York, 1969.

TABLE A-3 Properties of Saturated Water (Liquid-Vapor): Pressure Table

Press. bars	Temp. °C	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		Press. bars
		Sat. Liquid v _f × 10 ³	Sat. Vapor v _g	Sat. Liquid u _f	Sat. Vapor u _g	Sat. Liquid h _f	Evap. h _{fg}	Sat. Vapor h _g	Sat. Liquid s _f	Sat. Vapor s _g	
0.04	28.96	1.0040	34.800	121.45	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	0.4226	8.4746	0.04
0.06	36.16	1.0064	23.739	151.53	2425.0	151.53	2415.9	2567.4	0.5210	8.3304	0.06
0.08	41.51	1.0084	18.103	173.87	2432.2	173.88	2403.1	2577.0	0.5926	8.2287	0.08
0.10	45.81	1.0102	14.674	191.82	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	0.6493	8.1502	0.10
0.20	60.06	1.0172	7.649	251.38	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	0.8320	7.9085	0.20
0.30	69.10	1.0223	5.229	289.20	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	0.9439	7.7686	0.30
0.40	75.87	1.0265	3.993	317.53	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	7.6700	0.40
0.50	81.33	1.0300	3.240	340.44	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	7.5939	0.50
0.60	85.94	1.0331	2.732	359.79	2489.6	359.86	2293.6	2653.5	1.1453	7.5320	0.60
0.70	89.95	1.0360	2.365	376.63	2494.5	376.70	2283.3	2660.0	1.1919	7.4797	0.70
0.80	93.50	1.0380	2.087	391.58	2498.8	391.66	2274.1	2665.8	1.2329	7.4346	0.80
0.90	96.71	1.0410	1.869	405.06	2502.6	405.15	2265.7	2670.9	1.2695	7.3949	0.90
1.00	99.63	1.0432	1.694	417.36	2506.1	417.46	2258.0	2675.5	1.3026	7.3594	1.00
1.50	111.4	1.0528	1.159	466.94	2519.7	467.11	2226.5	2693.6	1.4336	7.2233	1.50
2.00	120.2	1.0605	0.8857	504.49	2529.5	504.70	2201.9	2706.7	1.5301	7.1271	2.00
2.50	127.4	1.0672	0.7187	535.10	2537.2	535.37	2181.5	2716.9	1.6072	7.0527	2.50
3.00	133.6	1.0732	0.6058	561.15	2543.6	561.47	2163.8	2725.3	1.6718	6.9919	3.00
3.50	138.9	1.0786	0.5243	583.95	2546.9	584.33	2148.1	2732.4	1.7275	6.9405	3.50
4.00	143.6	1.0836	0.4625	604.31	2553.6	604.74	2133.8	2738.6	1.7766	6.8959	4.00
4.50	147.9	1.0882	0.4140	622.25	2557.6	623.25	2120.7	2743.9	1.8207	6.8565	4.50
5.00	151.9	1.0926	0.3749	639.68	2561.2	640.23	2108.5	2748.7	1.8607	6.8212	5.00
6.00	158.9	1.1006	0.3157	669.90	2567.4	670.56	2086.3	2756.8	1.9312	6.7600	6.00
7.00	165.0	1.1080	0.2729	696.44	2572.5	697.22	2066.3	2763.5	1.9922	6.7080	7.00
8.00	170.4	1.1148	0.2404	720.22	2576.8	721.11	2048.0	2769.1	2.0462	6.6628	8.00
9.00	175.4	1.1212	0.2150	741.83	2580.5	742.83	2031.1	2773.9	2.0946	6.6226	9.00
10.0	179.9	1.1273	0.1944	761.68	2583.6	762.81	2015.3	2778.1	2.1387	6.5863	10.0
15.0	198.3	1.1539	0.1318	843.16	2594.5	844.84	1947.3	2792.2	2.3150	6.4448	15.0
20.0	212.4	1.1767	0.09963	906.44	2600.3	908.79	1890.7	2799.5	2.4474	6.3409	20.0
25.0	224.0	1.1973	0.07998	959.11	2603.1	962.11	1841.0	2803.1	2.5547	6.2575	25.0
30.0	233.9	1.2165	0.06668	1004.8	2604.1	1008.4	1795.7	2804.2	2.6457	6.1869	30.0
35.0	242.6	1.2347	0.05707	1045.4	2603.7	1049.8	1753.7	2803.4	2.7253	6.1253	35.0
40.0	250.4	1.2522	0.04978	1082.3	2602.3	1087.3	1714.1	2801.4	2.7964	6.0701	40.0
45.0	257.5	1.2692	0.04406	1116.2	2600.1	1121.9	1676.4	2798.3	2.8610	6.0199	45.0
50.0	264.0	1.2859	0.03944	1147.8	2597.1	1154.2	1640.1	2794.3	2.9202	5.9734	50.0
60.0	275.6	1.3187	0.03244	1205.4	2589.7	1213.4	1571.0	2784.3	3.0267	5.8892	60.0
70.0	285.9	1.3513	0.02737	1257.6	2580.5	1267.0	1505.1	2772.1	3.1211	5.8133	70.0
80.0	295.1	1.3842	0.02352	1305.6	2569.8	1316.6	1441.3	2758.0	3.2068	5.7432	80.0
90.0	303.4	1.4178	0.02048	1350.5	2557.8	1363.3	1378.9	2742.1	3.2858	5.6772	90.0
100.	311.1	1.4524	0.01803	1393.0	2544.4	1407.6	1317.1	2724.7	3.3596	5.6141	100.
110.	318.2	1.4886	0.01599	1433.7	2529.8	1450.1	1255.5	2705.6	3.4295	5.5527	110.

H₂O

TABLE A-3 (Continued)

H ₂ O	Press. bars	Temp. °C	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		Press. bars
			Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g	
	120.	324.8	1.5267	0.01426	1473.0	2513.7	1491.3	1193.6	2684.9	3.4962	5.4924	120.
	130.	330.9	1.5671	0.01278	1511.1	2496.1	1531.5	1130.7	2662.2	3.5606	5.4323	130.
	140.	336.8	1.6107	0.01149	1548.6	2476.8	1571.1	1066.5	2637.6	3.6232	5.3717	140.
	150.	342.2	1.6581	0.01034	1585.6	2455.5	1610.5	1000.0	2610.5	3.6848	5.3098	150.
	160.	347.4	1.7107	0.009306	1622.7	2431.7	1650.1	930.6	2580.6	3.7461	5.2455	160.
	170.	352.4	1.7702	0.008364	1660.2	2405.0	1690.3	856.9	2547.2	3.8079	5.1777	170.
	180.	357.1	1.8397	0.007489	1698.9	2374.3	1732.0	777.1	2509.1	3.8715	5.1044	180.
	190.	361.5	1.9243	0.006657	1739.9	2338.1	1776.5	688.0	2464.5	3.9388	5.0228	190.
	200.	365.8	2.036	0.005834	1785.6	2293.0	1826.3	583.4	2409.7	4.0139	4.9269	200.
	220.9	374.1	3.155	0.003155	2029.6	2029.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	4.4298	220.9

TABLE A-4 Properties of Superheated Water Vapor

<i>T</i> °C	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K
<i>p</i> = 0.06 bar = 0.006 MPa (<i>T</i>_{sat} = 36.16°C)				<i>p</i> = 0.35 bar = 0.035 MPa (<i>T</i>_{sat} = 72.69°C)				
Sat.	23.739	2425.0	2567.4	8.3304	4.526	2473.0	2631.4	7.7158
80	27.132	2487.3	2650.1	8.5804	4.625	2483.7	2645.6	7.7564
120	30.219	2544.7	2726.0	8.7840	5.163	2542.4	2723.1	7.9644
160	33.302	2602.7	2802.5	8.9693	5.696	2601.2	2800.6	8.1519
200	36.383	2661.4	2879.7	9.1398	6.228	2660.4	2878.4	8.3237
240	39.462	2721.0	2957.8	9.2982	6.758	2720.3	2956.8	8.4828
280	42.540	2781.5	3036.8	9.4464	7.287	2780.9	3036.0	8.6314
320	45.618	2843.0	3116.7	9.5859	7.815	2842.5	3116.1	8.7712
360	48.696	2905.5	3197.7	9.7180	8.344	2905.1	3197.1	8.9034
400	51.774	2969.0	3279.6	9.8435	8.872	2968.6	3279.2	9.0291
440	54.851	3033.5	3362.6	9.9633	9.400	3033.2	3362.2	9.1490
500	59.467	3132.3	3489.1	10.1336	10.192	3132.1	3488.8	9.3194
<i>p</i> = 0.70 bar = 0.07 MPa (<i>T</i>_{sat} = 89.95°C)				<i>p</i> = 1.0 bar = 0.10 MPa (<i>T</i>_{sat} = 99.63°C)				
Sat.	2.365	2494.5	2660.0	7.4797	1.694	2506.1	2675.5	7.3594
100	2.434	2509.7	2680.0	7.5341	1.696	2506.7	2676.2	7.3614
120	2.571	2539.7	2719.6	7.6375	1.793	2537.3	2716.6	7.4668
160	2.841	2599.4	2798.2	7.8279	1.984	2597.8	2796.2	7.6597
200	3.108	2659.1	2876.7	8.0012	2.172	2658.1	2875.3	7.8343
240	3.374	2719.3	2955.5	8.1611	2.359	2718.5	2954.5	7.9949
280	3.640	2780.2	3035.0	8.3162	2.546	2779.6	3034.2	8.1445
320	3.905	2842.0	3115.3	8.4504	2.732	2841.5	3114.6	8.2849
360	4.170	2904.6	3196.5	8.5828	2.917	2904.2	3195.9	8.4175
400	4.434	2968.2	3278.6	8.7086	3.103	2967.9	3278.2	8.5435
440	4.698	3032.9	3361.8	8.8286	3.288	3032.6	3361.4	8.6636
500	5.095	3131.8	3488.5	8.9991	3.565	3131.6	3488.1	8.8342
<i>p</i> = 1.5 bars = 0.15 MPa (<i>T</i>_{sat} = 111.37°C)				<i>p</i> = 3.0 bars = 0.30 MPa (<i>T</i>_{sat} = 133.55°C)				
Sat.	1.159	2519.7	2693.6	7.2233	0.606	2543.6	2725.3	6.9919
120	1.188	2533.3	2711.4	7.2693				
160	1.317	2595.2	2792.8	7.4665	0.651	2587.1	2782.3	7.1276
200	1.444	2656.2	2872.9	7.6433	0.716	2650.7	2865.5	7.3115
240	1.570	2717.2	2952.7	7.8052	0.781	2713.1	2947.3	7.4774
280	1.695	2778.6	3032.8	7.9555	0.844	2775.4	3028.6	7.6299
320	1.819	2840.6	3113.5	8.0964	0.907	2838.1	3110.1	7.7722
360	1.943	2903.5	3195.0	8.2293	0.969	2901.4	3192.2	7.9061
400	2.067	2967.3	3277.4	8.3555	1.032	2965.6	3275.0	8.0330
440	2.191	3032.1	3360.7	8.4757	1.094	3030.6	3358.7	8.1538
500	2.376	3131.2	3487.6	8.6466	1.187	3130.0	3486.0	8.3251
600	2.685	3301.7	3704.3	8.9101	1.341	3300.8	3703.2	8.5892

TABLE A-4 (Continued)

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 5.0$ bars = 0.50 MPa ($T_{\text{sat}} = 151.86^\circ\text{C}$)				$p = 7.0$ bars = 0.70 MPa ($T_{\text{sat}} = 164.97^\circ\text{C}$)				
Sat.	0.3749	2561.2	2748.7	6.8213	0.2729	2572.5	2763.5	6.7080
180	0.4045	2609.7	2812.0	6.9656	0.2847	2599.8	2799.1	6.7880
200	0.4249	2642.9	2855.4	7.0592	0.2999	2634.8	2844.8	6.8865
240	0.4646	2707.6	2939.9	7.2307	0.3292	2701.8	2932.2	7.0641
280	0.5034	2771.2	3022.9	7.3865	0.3574	2766.9	3017.1	7.2233
320	0.5416	2834.7	3105.6	7.5308	0.3852	2831.3	3100.9	7.3697
360	0.5796	2898.7	3188.4	7.6660	0.4126	2895.8	3184.7	7.5063
400	0.6173	2963.2	3271.9	7.7938	0.4397	2960.9	3268.7	7.6350
440	0.6548	3028.6	3356.0	7.9152	0.4667	3026.6	3353.3	7.7571
500	0.7109	3128.4	3483.9	8.0873	0.5070	3126.8	3481.7	7.9299
600	0.8041	3299.6	3701.7	8.3522	0.5738	3298.5	3700.2	8.1956
700	0.8969	3477.5	3925.9	8.5952	0.6403	3476.6	3924.8	8.4391
$p = 10.0$ bars = 1.0 MPa ($T_{\text{sat}} = 179.91^\circ\text{C}$)				$p = 15.0$ bars = 1.5 MPa ($T_{\text{sat}} = 198.32^\circ\text{C}$)				
Sat.	0.1944	2583.6	2778.1	6.5865	0.1318	2594.5	2792.2	6.4448
200	0.2060	2621.9	2827.9	6.6940	0.1325	2598.1	2796.8	6.4546
240	0.2275	2692.9	2920.4	6.8817	0.1483	2676.9	2899.3	6.6628
280	0.2480	2760.2	3008.2	7.0465	0.1627	2748.6	2992.7	6.8381
320	0.2678	2826.1	3093.9	7.1962	0.1765	2817.1	3081.9	6.9938
360	0.2873	2891.6	3178.9	7.3349	0.1899	2884.4	3169.2	7.1363
400	0.3066	2957.3	3263.9	7.4651	0.2030	2951.3	3255.8	7.2690
440	0.3257	3023.6	3349.3	7.5883	0.2160	3018.5	3342.5	7.3940
500	0.3541	3124.4	3478.5	7.7622	0.2352	3120.3	3473.1	7.5698
540	0.3729	3192.6	3565.6	7.8720	0.2478	3189.1	3560.9	7.6805
600	0.4011	3296.8	3697.9	8.0290	0.2668	3293.9	3694.0	7.8385
640	0.4198	3367.4	3787.2	8.1290	0.2793	3364.8	3783.8	7.9391
$p = 20.0$ bars = 2.0 MPa ($T_{\text{sat}} = 212.42^\circ\text{C}$)				$p = 30.0$ bars = 3.0 MPa ($T_{\text{sat}} = 233.90^\circ\text{C}$)				
Sat.	0.0996	2600.3	2799.5	6.3409	0.0667	2604.1	2804.2	6.1869
240	0.1085	2659.6	2876.5	6.4952	0.0682	2619.7	2824.3	6.2265
280	0.1200	2736.4	2976.4	6.6828	0.0771	2709.9	2941.3	6.4462
320	0.1308	2807.9	3069.5	6.8452	0.0850	2788.4	3043.4	6.6245
360	0.1411	2877.0	3159.3	6.9917	0.0923	2861.7	3138.7	6.7801
400	0.1512	2945.2	3247.6	7.1271	0.0994	2932.8	3230.9	6.9212
440	0.1611	3013.4	3335.5	7.2540	0.1062	3002.9	3321.5	7.0520
500	0.1757	3116.2	3467.6	7.4317	0.1162	3108.0	3456.5	7.2338
540	0.1853	3185.6	3556.1	7.5434	0.1227	3178.4	3546.6	7.3474
600	0.1996	3290.9	3690.1	7.7024	0.1324	3285.0	3682.3	7.5085
640	0.2091	3362.2	3780.4	7.8035	0.1388	3357.0	3773.5	7.6106
700	0.2232	3470.9	3917.4	7.9487	0.1484	3466.5	3911.7	7.7571

TABLE A-4 (Continued)

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 40 \text{ bars} = 4.0 \text{ MPa}$								
$(T_{\text{sat}} = 250.4^\circ\text{C})$								
Sat.	0.04978	2602.3	2801.4	6.0701	0.03244	2589.7	2784.3	5.8892
280	0.05546	2680.0	2901.8	6.2568	0.03317	2605.2	2804.2	5.9252
320	0.06199	2767.4	3015.4	6.4553	0.03876	2720.0	2952.6	6.1846
360	0.06788	2845.7	3117.2	6.6215	0.04331	2811.2	3071.1	6.3782
400	0.07341	2919.9	3213.6	6.7690	0.04739	2892.9	3177.2	6.5408
440	0.07872	2992.2	3307.1	6.9041	0.05122	2970.0	3277.3	6.6853
500	0.08643	3099.5	3445.3	7.0901	0.05665	3082.2	3422.2	6.8803
540	0.09145	3171.1	3536.9	7.2056	0.06015	3156.1	3517.0	6.9999
600	0.09885	3279.1	3674.4	7.3688	0.06525	3266.9	3658.4	7.1677
640	0.1037	3351.8	3766.6	7.4720	0.06859	3341.0	3752.6	7.2731
700	0.1110	3462.1	3905.9	7.6198	0.07352	3453.1	3894.1	7.4234
740	0.1157	3536.6	3999.6	7.7141	0.07677	3528.3	3989.2	7.5190
$p = 60 \text{ bars} = 6.0 \text{ MPa}$								
$(T_{\text{sat}} = 275.64^\circ\text{C})$								
$p = 80 \text{ bars} = 8.0 \text{ MPa}$								
$(T_{\text{sat}} = 295.06^\circ\text{C})$								
Sat.	0.02352	2569.8	2758.0	5.7432	0.01803	2544.4	2724.7	5.6141
320	0.02682	2662.7	2877.2	5.9489	0.01925	2588.8	2781.3	5.7103
360	0.03089	2772.7	3019.8	6.1819	0.02331	2729.1	2962.1	6.0060
400	0.03432	2863.8	3138.3	6.3634	0.02641	2832.4	3096.5	6.2120
440	0.03742	2946.7	3246.1	6.5190	0.02911	2922.1	3213.2	6.3805
480	0.04034	3025.7	3348.4	6.6586	0.03160	3005.4	3321.4	6.5282
520	0.04313	3102.7	3447.7	6.7871	0.03394	3085.6	3425.1	6.6622
560	0.04582	3178.7	3545.3	6.9072	0.03619	3164.1	3526.0	6.7864
600	0.04845	3254.4	3642.0	7.0206	0.03837	3241.7	3625.3	6.9029
640	0.05102	3330.1	3738.3	7.1283	0.04048	3318.9	3723.7	7.0131
700	0.05481	3443.9	3882.4	7.2812	0.04358	3434.7	3870.5	7.1687
740	0.05729	3520.4	3978.7	7.3782	0.04560	3512.1	3968.1	7.2670
$p = 100 \text{ bars} = 10.0 \text{ MPa}$								
$(T_{\text{sat}} = 311.06^\circ\text{C})$								
$p = 120 \text{ bars} = 12.0 \text{ MPa}$								
$(T_{\text{sat}} = 324.75^\circ\text{C})$								
Sat.	0.01426	2513.7	2684.9	5.4924	0.01149	2476.8	2637.6	5.3717
360	0.01811	2678.4	2895.7	5.8361	0.01422	2617.4	2816.5	5.6602
400	0.02108	2798.3	3051.3	6.0747	0.01722	2760.9	3001.9	5.9448
440	0.02355	2896.1	3178.7	6.2586	0.01954	2868.6	3142.2	6.1474
480	0.02576	2984.4	3293.5	6.4154	0.02157	2962.5	3264.5	6.3143
520	0.02781	3068.0	3401.8	6.5555	0.02343	3049.8	3377.8	6.4610
560	0.02977	3149.0	3506.2	6.6840	0.02517	3133.6	3486.0	6.5941
600	0.03164	3228.7	3608.3	6.8037	0.02683	3215.4	3591.1	6.7172
640	0.03345	3307.5	3709.0	6.9164	0.02843	3296.0	3694.1	6.8326
700	0.03610	3425.2	3858.4	7.0749	0.03075	3415.7	3846.2	6.9939
740	0.03781	3503.7	3957.4	7.1746	0.03225	3495.2	3946.7	7.0952
$p = 140 \text{ bars} = 14.0 \text{ MPa}$								
$(T_{\text{sat}} = 336.75^\circ\text{C})$								

H₂O

TABLE A-4 (Continued)

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 160 \text{ bars} = 16.0 \text{ MPa}$ $(T_{\text{sat}} = 347.44^\circ\text{C})$					$p = 180 \text{ bars} = 18.0 \text{ MPa}$ $(T_{\text{sat}} = 357.06^\circ\text{C})$			
Sat.	0.00931	2431.7	2580.6	5.2455	0.00749	2374.3	2509.1	5.1044
360	0.01105	2539.0	2715.8	5.4614	0.00809	2418.9	2564.5	5.1922
400	0.01426	2719.4	2947.6	5.8175	0.01190	2672.8	2887.0	5.6887
440	0.01652	2839.4	3103.7	6.0429	0.01414	2808.2	3062.8	5.9428
480	0.01842	2939.7	3234.4	6.2215	0.01596	2915.9	3203.2	6.1345
520	0.02013	3031.1	3353.3	6.3752	0.01757	3011.8	3378.0	6.2960
560	0.02172	3117.8	3465.4	6.5132	0.01904	3101.7	3444.4	6.4392
600	0.02323	3201.8	3573.5	6.6399	0.02042	3188.0	3555.6	6.5696
640	0.02467	3284.2	3678.9	6.7580	0.02174	3272.3	3663.6	6.6905
700	0.02674	3406.0	3833.9	6.9224	0.02362	3396.3	3821.5	6.8580
740	0.02808	3486.7	3935.9	7.0251	0.02483	3478.0	3925.0	6.9623
$p = 200 \text{ bars} = 20.0 \text{ MPa}$ $(T_{\text{sat}} = 365.81^\circ\text{C})$					$p = 240 \text{ bars} = 24.0 \text{ MPa}$			
Sat.	0.00583	2293.0	2409.7	4.9269	0.00673	2477.8	2639.4	5.2393
400	0.00994	2619.3	2818.1	5.5540	0.00929	2700.6	2923.4	5.6506
440	0.01222	2774.9	3019.4	5.8450	0.01100	2838.3	3102.3	5.8950
480	0.01399	2891.2	3170.8	6.0518	0.01241	2950.5	3248.5	6.0842
520	0.01551	2992.0	3302.2	6.2218	0.01366	3051.1	3379.0	6.2448
560	0.01689	3085.2	3423.0	6.3705	0.01481	3145.2	3500.7	6.3875
600	0.01818	3174.0	3537.6	6.5048	0.01588	3235.5	3616.7	6.5174
640	0.01940	3260.2	3648.1	6.6286	0.01739	3366.4	3783.8	6.6947
700	0.02113	3386.4	3809.0	6.7993	0.01835	3451.7	3892.1	6.8038
740	0.02224	3469.3	3914.1	6.9052	0.01974	3578.0	4051.6	6.9567
800	0.02385	3592.7	4069.7	7.0544				
$p = 280 \text{ bars} = 28.0 \text{ MPa}$					$p = 320 \text{ bars} = 32.0 \text{ MPa}$			
400	0.00383	2223.5	2330.7	4.7494	0.00236	1980.4	2055.9	4.3239
440	0.00712	2613.2	2812.6	5.4494	0.00544	2509.0	2683.0	5.2327
480	0.00885	2780.8	3028.5	5.7446	0.00722	2718.1	2949.2	5.5968
520	0.01020	2906.8	3192.3	5.9566	0.00853	2860.7	3133.7	5.8357
560	0.01136	3015.7	3333.7	6.1307	0.00963	2979.0	3287.2	6.0246
600	0.01241	3115.6	3463.0	6.2823	0.01061	3085.3	3424.6	6.1858
640	0.01338	3210.3	3584.8	6.4187	0.01150	3184.5	3552.5	6.3290
700	0.01473	3346.1	3758.4	6.6029	0.01273	3325.4	3732.8	6.5203
740	0.01558	3433.9	3870.0	6.7153	0.01350	3415.9	3847.8	6.6361
800	0.01680	3563.1	4033.4	6.8720	0.01460	3548.0	4015.1	6.7966
900	0.01873	3774.3	4298.8	7.1084	0.01633	3762.7	4285.1	7.0372

TABLE A-5 Properties of Compressed Liquid Water

T °C	$v \times 10^3$ m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	$v \times 10^3$ m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 25 \text{ bars} = 2.5 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 223.99^\circ\text{C}$)					$p = 50 \text{ bars} = 5.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 263.99^\circ\text{C}$)			
20	1.0006	83.80	86.30	.2961	.9995	83.65	88.65	.2956
40	1.0067	167.25	169.77	.5715	1.0056	166.95	171.97	.5705
80	1.0280	334.29	336.86	1.0737	1.0268	333.72	338.85	1.0720
100	1.0423	418.24	420.85	1.3050	1.0410	417.52	422.72	1.3030
140	1.0784	587.82	590.52	1.7369	1.0768	586.76	592.15	1.7343
180	1.1261	761.16	763.97	2.1375	1.1240	759.63	765.25	2.1341
200	1.1555	849.9	852.8	2.3294	1.1530	848.1	853.9	2.3255
220	1.1898	940.7	943.7	2.5174	1.1866	938.4	944.4	2.5128
Sat.	1.1973	959.1	962.1	2.5546	1.2859	1147.8	1154.2	2.9202
$p = 75 \text{ bars} = 7.5 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 290.59^\circ\text{C}$)					$p = 100 \text{ bars} = 10.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 311.06^\circ\text{C}$)			
20	.9984	83.50	90.99	.2950	.9972	83.36	93.33	.2945
40	1.0045	166.64	174.18	.5696	1.0034	166.35	176.38	.5686
80	1.0256	333.15	340.84	1.0704	1.0245	332.59	342.83	1.0688
100	1.0397	416.81	424.62	1.3011	1.0385	416.12	426.50	1.2992
140	1.0752	585.72	593.78	1.7317	1.0737	584.68	595.42	1.7292
180	1.1219	758.13	766.55	2.1308	1.1199	756.65	767.84	2.1275
220	1.1835	936.2	945.1	2.5083	1.1805	934.1	945.9	2.5039
260	1.2696	1124.4	1134.0	2.8763	1.2645	1121.1	1133.7	2.8699
Sat.	1.3677	1282.0	1292.2	3.1649	1.4524	1393.0	1407.6	3.3596
$p = 150 \text{ bars} = 15.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 342.24^\circ\text{C}$)					$p = 200 \text{ bars} = 20.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 365.81^\circ\text{C}$)			
20	.9950	83.06	97.99	.2934	.9928	82.77	102.62	.2923
40	1.0013	165.76	180.78	.5666	.9992	165.17	185.16	.5646
80	1.0222	331.48	346.81	1.0656	1.0199	330.40	350.80	1.0624
100	1.0361	414.74	430.28	1.2955	1.0337	413.39	434.06	1.2917
140	1.0707	582.66	598.72	1.7242	1.0678	580.69	602.04	1.7193
180	1.1159	753.76	770.50	2.1210	1.1120	750.95	773.20	2.1147
220	1.1748	929.9	947.5	2.4953	1.1693	925.9	949.3	2.4870
260	1.2550	1114.6	1133.4	2.8576	1.2462	1108.6	1133.5	2.8459
300	1.3770	1316.6	1337.3	3.2260	1.3596	1306.1	1333.3	3.2071
Sat.	1.6581	1585.6	1610.5	3.6848	2.036	1785.6	1826.3	4.0139
$p = 250 \text{ bars} = 25 \text{ MPa}$					$p = 300 \text{ bars} = 30 \text{ MPa}$			
20	.9907	82.47	107.24	.2911	.9886	82.17	111.84	.2899
40	.9971	164.60	189.52	.5626	.9951	164.04	193.89	.5607
100	1.0313	412.08	437.85	1.2881	1.0290	410.78	441.66	1.2844
200	1.1344	834.5	862.8	2.2961	1.1302	831.4	865.3	2.2893
300	1.3442	1296.6	1330.2	3.1900	1.3304	1287.9	1327.8	3.1741

H₂O

TABLE A-6 Properties of Saturated Water (Solid-Vapor): Temperature Table

Temp. °C	Pressure kPa	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg		Entropy kJ/kg·K				
		Sat. Solid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Solid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Solid h_f	Sat. Vapor h_g	Sat. Solid s_f	Sat. Vapor s_g			
.01	.6113	1.0908	206.1	-333.40	2708.7	2375.3	-333.40	2834.8	2501.4	-1.221	10.378	9.156
0	.6108	1.0908	206.3	-333.43	2708.8	2375.3	-333.43	2834.8	2501.3	-1.221	10.378	9.157
-2	.5176	1.0904	241.7	-337.62	2710.2	2372.6	-337.62	2835.3	2497.7	-1.237	10.456	9.219
-4	.4375	1.0901	283.8	-341.78	2711.6	2369.8	-341.78	2835.7	2494.0	-1.253	10.536	9.283
-6	.3689	1.0898	334.2	-345.91	2712.9	2367.0	-345.91	2836.2	2490.3	-1.268	10.616	9.348
-8	.3102	1.0894	394.4	-350.02	2714.2	2364.2	-350.02	2836.6	2486.6	-1.284	10.698	9.414
-10	.2602	1.0891	466.7	-354.09	2715.5	2361.4	-354.09	2837.0	2482.9	-1.299	10.781	9.481
-12	.2176	1.0888	553.7	-358.14	2716.8	2358.7	-358.14	2837.3	2479.2	-1.315	10.865	9.550
-14	.1815	1.0884	658.8	-362.15	2718.0	2355.9	-362.15	2837.6	2475.5	-1.331	10.950	9.619
-16	.1510	1.0881	786.0	-366.14	2719.2	2353.1	-366.14	2837.9	2471.8	-1.346	11.036	9.690
-18	.1252	1.0878	940.5	-370.10	2720.4	2350.3	-370.10	2838.2	2468.1	-1.362	11.123	9.762
-20	.1035	1.0874	1128.6	-374.03	2721.6	2347.5	-374.03	2838.4	2464.3	-1.377	11.212	9.835
-22	.0853	1.0871	1358.4	-377.93	2722.7	2344.7	-377.93	2838.6	2460.6	-1.393	11.302	9.909
-24	.0701	1.0868	1640.1	-381.80	2723.7	2342.0	-381.80	2838.7	2456.9	-1.408	11.394	9.985
-26	.0574	1.0864	1986.4	-385.64	2724.8	2339.2	-385.64	2838.9	2453.2	-1.424	11.486	10.062
-28	.0469	1.0861	2413.7	-389.45	2725.8	2336.4	-389.45	2839.0	2449.5	-1.439	11.580	10.141
-30	.0381	1.0858	2943.	-393.23	2726.8	2333.6	-393.23	2839.0	2445.8	-1.455	11.676	10.221
-32	.0309	1.0854	3600.	-396.98	2727.8	2330.8	-396.98	2839.1	2442.1	-1.471	11.773	10.303
-34	.0250	1.0851	4419.	-400.71	2728.7	2328.0	-400.71	2839.1	2438.4	-1.486	11.872	10.386
-36	.0201	1.0848	5444.	-404.40	2729.6	2325.2	-404.40	2839.1	2434.7	-1.501	11.972	10.470
-38	.0161	1.0844	6731.	-408.06	2730.5	2322.4	-408.06	2839.0	2430.9	-1.517	12.073	10.556
-40	.0129	1.0841	8354.	-411.70	2731.3	2319.6	-411.70	2838.9	2427.2	-1.532	12.176	10.644

Source: J. H. Keenan, F. G. Keyes, P. G. Hill, and J. G. Moore, *Steam Tables*, Wiley, New York, 1978.

TABLE A-12 Properties of Superheated Refrigerant 134a

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 0.6 \text{ bars} = 0.06 \text{ MPa}$ $(T_{\text{sat}} = -37.07^\circ\text{C})$					$p = 1.0 \text{ bars} = 0.10 \text{ MPa}$ $(T_{\text{sat}} = -26.43^\circ\text{C})$			
Sat.	0.31003	206.12	224.72	0.9520	0.19170	212.18	231.35	0.9395
-20	0.33536	217.86	237.98	1.0062	0.19770	216.77	236.54	0.9602
-10	0.34992	224.97	245.96	1.0371	0.20686	224.01	244.70	0.9918
0	0.36433	232.24	254.10	1.0675	0.21587	231.41	252.99	1.0227
10	0.37861	239.69	262.41	1.0973	0.22473	238.96	261.43	1.0531
20	0.39279	247.32	270.89	1.1267	0.23349	246.67	270.02	1.0829
30	0.40688	255.12	279.53	1.1557	0.24216	254.54	278.76	1.1122
40	0.42091	263.10	288.35	1.1844	0.25076	262.58	287.66	1.1411
50	0.43487	271.25	297.34	1.2126	0.25930	270.79	296.72	1.1696
60	0.44879	279.58	306.51	1.2405	0.26779	279.16	305.94	1.1977
70	0.46266	288.08	315.84	1.2681	0.27623	287.70	315.32	1.2254
80	0.47650	296.75	325.34	1.2954	0.28464	296.40	324.87	1.2528
90	0.49031	305.58	335.00	1.3224	0.29302	305.27	334.57	1.2799
$p = 1.4 \text{ bars} = 0.14 \text{ MPa}$ $(T_{\text{sat}} = -18.80^\circ\text{C})$					$p = 1.8 \text{ bars} = 0.18 \text{ MPa}$ $(T_{\text{sat}} = -12.73^\circ\text{C})$			
Sat.	0.13945	216.52	236.04	0.9322	0.10983	219.94	239.71	0.9273
-10	0.14549	223.03	243.40	0.9606	0.11135	222.02	242.06	0.9362
0	0.15219	230.55	251.86	0.9922	0.11678	229.67	250.69	0.9684
10	0.15875	238.21	260.43	1.0230	0.12207	237.44	259.41	0.9998
20	0.16520	246.01	269.13	1.0532	0.12723	245.33	268.23	1.0304
30	0.17155	253.96	277.97	1.0828	0.13230	253.36	277.17	1.0604
40	0.17783	262.06	286.96	1.1120	0.13730	261.53	286.24	1.0898
50	0.18404	270.32	296.09	1.1407	0.14222	269.85	295.45	1.1187
60	0.19020	278.74	305.37	1.1690	0.14710	278.31	304.79	1.1472
70	0.19633	287.32	314.80	1.1969	0.15193	286.93	314.28	1.1753
80	0.20241	296.06	324.39	1.2244	0.15672	295.71	323.92	1.2030
90	0.20846	304.95	334.14	1.2516	0.16148	304.63	333.70	1.2303
100	0.21449	314.01	344.04	1.2785	0.16622	313.72	343.63	1.2573
$p = 2.0 \text{ bars} = 0.20 \text{ MPa}$ $(T_{\text{sat}} = -10.09^\circ\text{C})$					$p = 2.4 \text{ bars} = 0.24 \text{ MPa}$ $(T_{\text{sat}} = -5.37^\circ\text{C})$			
Sat.	0.09933	221.43	241.30	0.9253	0.08343	224.07	244.09	0.9222
-10	0.09938	221.50	241.38	0.9256				
0	0.10438	229.23	250.10	0.9582	0.08574	228.31	248.89	0.9399
10	0.10922	237.05	258.89	0.9898	0.08993	236.26	257.84	0.9721
20	0.11394	244.99	267.78	1.0206	0.09399	244.30	266.85	1.0034
30	0.11856	253.06	276.77	1.0508	0.09794	252.45	275.95	1.0339
40	0.12311	261.26	285.88	1.0804	0.10181	260.72	285.16	1.0637
50	0.12758	269.61	295.12	1.1094	0.10562	269.12	294.47	1.0930
60	0.13201	278.10	304.50	1.1380	0.10937	277.67	303.91	1.1218
70	0.13639	286.74	314.02	1.1661	0.11307	286.35	313.49	1.1501
80	0.14073	295.53	323.68	1.1939	0.11674	295.18	323.19	1.1780
90	0.14504	304.47	333.48	1.2212	0.12037	304.15	333.04	1.2055
100	0.14932	313.57	343.43	1.2483	0.12398	313.27	343.03	1.2326

TABLE A-12 (Continued)

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 2.8 \text{ bars} = 0.28 \text{ MPa}$ $(T_{\text{sat}} = -1.23^\circ\text{C})$				$p = 3.2 \text{ bars} = 0.32 \text{ MPa}$ $(T_{\text{sat}} = 2.48^\circ\text{C})$				
Sat.	0.07193	226.38	246.52	0.9197	0.06322	228.43	248.66	0.9177
0	0.07240	227.37	247.64	0.9238				
10	0.07613	235.44	256.76	0.9566	0.06576	234.61	255.65	0.9427
20	0.07972	243.59	265.91	0.9883	0.06901	242.87	264.95	0.9749
30	0.08320	251.83	275.12	1.0192	0.07214	251.19	274.28	1.0062
40	0.08660	260.17	284.42	1.0494	0.07518	259.61	283.67	1.0367
50	0.08992	268.64	293.81	1.0789	0.07815	268.14	293.15	1.0665
60	0.09319	277.23	303.32	1.1079	0.08106	276.79	302.72	1.0957
70	0.09641	285.96	312.95	1.1364	0.08392	285.56	312.41	1.1243
80	0.09960	294.82	322.71	1.1644	0.08674	294.46	322.22	1.1525
90	0.10275	303.83	332.60	1.1920	0.08953	303.50	332.15	1.1802
100	0.10587	312.98	342.62	1.2193	0.09229	312.68	342.21	1.2076
110	0.10897	322.27	352.78	1.2461	0.09503	322.00	352.40	1.2345
120	0.11205	331.71	363.08	1.2727	0.09774	331.45	362.73	1.2611
$p = 4.0 \text{ bars} = 0.40 \text{ MPa}$ $(T_{\text{sat}} = 8.93^\circ\text{C})$				$p = 5.0 \text{ bars} = 0.50 \text{ MPa}$ $(T_{\text{sat}} = 15.74^\circ\text{C})$				
Sat.	0.05089	231.97	252.32	0.9145	0.04086	235.64	256.07	0.9117
10	0.05119	232.87	253.35	0.9182				
20	0.05397	241.37	262.96	0.9515	0.04188	239.40	260.34	0.9264
30	0.05662	249.89	272.54	0.9837	0.04416	248.20	270.28	0.9597
40	0.05917	258.47	282.14	1.0148	0.04633	256.99	280.16	0.9918
50	0.06164	267.13	291.79	1.0452	0.04842	265.83	290.04	1.0229
60	0.06405	275.89	301.51	1.0748	0.05043	274.73	299.95	1.0531
70	0.06641	284.75	311.32	1.1038	0.05240	283.72	309.92	1.0825
80	0.06873	293.73	321.23	1.1322	0.05432	292.80	319.96	1.1114
90	0.07102	302.84	331.25	1.1602	0.05620	302.00	330.10	1.1397
100	0.07327	312.07	341.38	1.1878	0.05805	311.31	340.33	1.1675
110	0.07550	321.44	351.64	1.2149	0.05988	320.74	350.68	1.1949
120	0.07771	330.94	362.03	1.2417	0.06168	330.30	361.14	1.2218
130	0.07991	340.58	372.54	1.2681	0.06347	339.98	371.72	1.2484
140	0.08208	350.35	383.18	1.2941	0.06524	349.79	382.42	1.2746

R-134a

TABLE A-12 (Continued)

<i>T</i> °C	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg · K
<i>p</i> = 6.0 bars = 0.60 MPa (<i>T</i>_{sat} = 21.58°C)					<i>p</i> = 7.0 bars = 0.70 MPa (<i>T</i>_{sat} = 26.72°C)			
Sat.	0.03408	238.74	259.19	0.9097	0.02918	241.42	261.85	0.9080
30	0.03581	246.41	267.89	0.9388	0.02979	244.51	265.37	0.9197
40	0.03774	255.45	278.09	0.9719	0.03157	253.83	275.93	0.9539
50	0.03958	264.48	288.23	1.0037	0.03324	263.08	286.35	0.9867
60	0.04134	273.54	298.35	1.0346	0.03482	272.31	296.69	1.0182
70	0.04304	282.66	308.48	1.0645	0.03634	281.57	307.01	1.0487
80	0.04469	291.86	318.67	1.0938	0.03781	290.88	317.35	1.0784
90	0.04631	301.14	328.93	1.1225	0.03924	300.27	327.74	1.1074
100	0.04790	310.53	339.27	1.1505	0.04064	309.74	338.19	1.1358
110	0.04946	320.03	349.70	1.1781	0.04201	319.31	348.71	1.1637
120	0.05099	329.64	360.24	1.2053	0.04335	328.98	359.33	1.1910
130	0.05251	339.38	370.88	1.2320	0.04468	338.76	370.04	1.2179
140	0.05402	349.23	381.64	1.2584	0.04599	348.66	380.86	1.2444
150	0.05550	359.21	392.52	1.2844	0.04729	358.68	391.79	1.2706
160	0.05698	369.32	403.51	1.3100	0.04857	368.82	402.82	1.2963
<i>p</i> = 8.0 bars = 0.80 MPa (<i>T</i>_{sat} = 31.33°C)					<i>p</i> = 9.0 bars = 0.90 MPa (<i>T</i>_{sat} = 35.53°C)			
Sat.	0.02547	243.78	264.15	0.9066	0.02255	245.88	266.18	0.9054
40	0.02691	252.13	273.66	0.9374	0.02325	250.32	271.25	0.9217
50	0.02846	261.62	284.39	0.9711	0.02472	260.09	282.34	0.9566
60	0.02992	271.04	294.98	1.0034	0.02609	269.72	293.21	0.9897
70	0.03131	280.45	305.50	1.0345	0.02738	279.30	303.94	1.0214
80	0.03264	289.89	316.00	1.0647	0.02861	288.87	314.62	1.0521
90	0.03393	299.37	326.52	1.0940	0.02980	298.46	325.28	1.0819
100	0.03519	308.93	337.08	1.1227	0.03095	308.11	335.96	1.1109
110	0.03642	318.57	347.71	1.1508	0.03207	317.82	346.68	1.1392
120	0.03762	328.31	358.40	1.1784	0.03316	327.62	357.47	1.1670
130	0.03881	338.14	369.19	1.2055	0.03423	337.52	368.33	1.1943
140	0.03997	348.09	380.07	1.2321	0.03529	347.51	379.27	1.2211
150	0.04113	358.15	391.05	1.2584	0.03633	357.61	390.31	1.2475
160	0.04227	368.32	402.14	1.2843	0.03736	367.82	401.44	1.2735
170	0.04340	378.61	413.33	1.3098	0.03838	378.14	412.68	1.2992
180	0.04452	389.02	424.63	1.3351	0.03939	388.57	424.02	1.3245

TABLE A-12 (Continued)

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 10.0$ bars = 1.00 MPa				$p = 12.0$ bars = 1.20 MPa				
($T_{\text{sat}} = 39.39^\circ\text{C}$)				($T_{\text{sat}} = 46.32^\circ\text{C}$)				
Sat.	0.02020	247.77	267.97	0.9043	0.01663	251.03	270.99	0.9023
40	0.02029	248.39	268.68	0.9066				
50	0.02171	258.48	280.19	0.9428	0.01712	254.98	275.52	0.9164
60	0.02301	268.35	291.36	0.9768	0.01835	265.42	287.44	0.9527
70	0.02423	278.11	302.34	1.0093	0.01947	275.59	298.96	0.9868
80	0.02538	287.82	313.20	1.0405	0.02051	285.62	310.24	1.0192
90	0.02649	297.53	324.01	1.0707	0.02150	295.59	321.39	1.0503
100	0.02755	307.27	334.82	1.1000	0.02244	305.54	332.47	1.0804
110	0.02858	317.06	345.65	1.1286	0.02335	315.50	343.52	1.1096
120	0.02959	326.93	356.52	1.1567	0.02423	325.51	354.58	1.1381
130	0.03058	336.88	367.46	1.1841	0.02508	335.58	365.68	1.1660
140	0.03154	346.92	378.46	1.2111	0.02592	345.73	376.83	1.1933
150	0.03250	357.06	389.56	1.2376	0.02674	355.95	388.04	1.2201
160	0.03344	367.31	400.74	1.2638	0.02754	366.27	399.33	1.2465
170	0.03436	377.66	412.02	1.2895	0.02834	376.69	410.70	1.2724
180	0.03528	388.12	423.40	1.3149	0.02912	387.21	422.16	1.2980
$p = 14.0$ bars = 1.40 MPa				$p = 16.0$ bars = 1.60 MPa				
($T_{\text{sat}} = 52.43^\circ\text{C}$)				($T_{\text{sat}} = 57.92^\circ\text{C}$)				
Sat.	0.01405	253.74	273.40	0.9003	0.01208	256.00	275.33	0.8982
60	0.01495	262.17	283.10	0.9297	0.01233	258.48	278.20	0.9069
70	0.01603	272.87	295.31	0.9658	0.01340	269.89	291.33	0.9457
80	0.01701	283.29	307.10	0.9997	0.01435	280.78	303.74	0.9813
90	0.01792	293.55	318.63	1.0319	0.01521	291.39	315.72	1.0148
100	0.01878	303.73	330.02	1.0628	0.01601	301.84	327.46	1.0467
110	0.01960	313.88	341.32	1.0927	0.01677	312.20	339.04	1.0773
120	0.02039	324.05	352.59	1.1218	0.01750	322.53	350.53	1.1069
130	0.02115	334.25	363.86	1.1501	0.01820	332.87	361.99	1.1357
140	0.02189	344.50	375.15	1.1777	0.01887	343.24	373.44	1.1638
150	0.02262	354.82	386.49	1.2048	0.01953	353.66	384.91	1.1912
160	0.02333	365.22	397.89	1.2315	0.02017	364.15	396.43	1.2181
170	0.02403	375.71	409.36	1.2576	0.02080	374.71	407.99	1.2445
180	0.02472	386.29	420.90	1.2834	0.02142	385.35	419.62	1.2704
190	0.02541	396.96	432.53	1.3088	0.02203	396.08	431.33	1.2960
200	0.02608	407.73	444.24	1.3338	0.02263	406.90	443.11	1.3212

R-134a

TABLE A-14 Ideal Gas Specific Heats of Some Common Gases (kJ/kg · K)

Temp. K	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	Temp. K
	Air			Nitrogen, N ₂			Oxygen, O ₂			
250	1.003	0.716	1.401	1.039	0.742	1.400	0.913	0.653	1.398	250
300	1.005	0.718	1.400	1.039	0.743	1.400	0.918	0.658	1.395	300
350	1.008	0.721	1.398	1.041	0.744	1.399	0.928	0.668	1.389	350
400	1.013	0.726	1.395	1.044	0.747	1.397	0.941	0.681	1.382	400
450	1.020	0.733	1.391	1.049	0.752	1.395	0.956	0.696	1.373	450
500	1.029	0.742	1.387	1.056	0.759	1.391	0.972	0.712	1.365	500
550	1.040	0.753	1.381	1.065	0.768	1.387	0.988	0.728	1.358	550
600	1.051	0.764	1.376	1.075	0.778	1.382	1.003	0.743	1.350	600
650	1.063	0.776	1.370	1.086	0.789	1.376	1.017	0.758	1.343	650
700	1.075	0.788	1.364	1.098	0.801	1.371	1.031	0.771	1.337	700
750	1.087	0.800	1.359	1.110	0.813	1.365	1.043	0.783	1.332	750
800	1.099	0.812	1.354	1.121	0.825	1.360	1.054	0.794	1.327	800
900	1.121	0.834	1.344	1.145	0.849	1.349	1.074	0.814	1.319	900
1000	1.142	0.855	1.336	1.167	0.870	1.341	1.090	0.830	1.313	1000

Temp. K	Carbon dioxide, CO ₂			Carbon monoxide, CO			Hydrogen, H ₂			Temp. K
250	0.791	0.602	1.314	1.039	0.743	1.400	14.051	9.927	1.416	250
300	0.846	0.657	1.288	1.040	0.744	1.399	14.307	10.183	1.405	300
350	0.895	0.706	1.268	1.043	0.746	1.398	14.427	10.302	1.400	350
400	0.939	0.750	1.252	1.047	0.751	1.395	14.476	10.352	1.398	400
450	0.978	0.790	1.239	1.054	0.757	1.392	14.501	10.377	1.398	450
500	1.014	0.825	1.229	1.063	0.767	1.387	14.513	10.389	1.397	500
550	1.046	0.857	1.220	1.075	0.778	1.382	14.530	10.405	1.396	550
600	1.075	0.886	1.213	1.087	0.790	1.376	14.546	10.422	1.396	600
650	1.102	0.913	1.207	1.100	0.803	1.370	14.571	10.447	1.395	650
700	1.126	0.937	1.202	1.113	0.816	1.364	14.604	10.480	1.394	700
750	1.148	0.959	1.197	1.126	0.829	1.358	14.645	10.521	1.392	750
800	1.169	0.980	1.193	1.139	0.842	1.353	14.695	10.570	1.390	800
900	1.204	1.015	1.186	1.163	0.866	1.343	14.822	10.698	1.385	900
1000	1.234	1.045	1.181	1.185	0.888	1.335	14.983	10.859	1.380	1000

Source: Adapted from K. Wark, *Thermodynamics, 4th ed.*, McGraw-Hill, New York, 1983, as based on "Tables of Thermal Properties of Gases," NBS Circular 564, 1955.

TABLE A-15 Variation of \bar{c}_p with Temperature for Various Ideal Gases

$$\frac{\bar{c}_p}{\bar{R}} = \alpha + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \epsilon T^4$$

T is in K, equations valid from 300 to 1000 K

Gas	α	$\beta \times 10^3$	$\gamma \times 10^6$	$\delta \times 10^9$	$\epsilon \times 10^{12}$
CO	3.710	-1.619	3.692	-2.032	0.240
CO ₂	2.401	8.735	-6.607	2.002	0
H ₂	3.057	2.677	-5.810	5.521	-1.812
H ₂ O	4.070	-1.108	4.152	-2.964	0.807
O ₂	3.626	-1.878	7.055	-6.764	2.156
N ₂	3.675	-1.208	2.324	-0.632	-0.226
Air	3.653	-1.337	3.294	-1.913	0.2763
SO ₂	3.267	5.324	0.684	-5.281	2.559
CH ₄	3.826	-3.979	24.558	-22.733	6.963
C ₂ H ₂	1.410	19.057	-24.501	16.391	-4.135
C ₂ H ₄	1.426	11.383	7.989	-16.254	6.749
Monatomic gases ^a	2.5	0	0	0	0

^a For monatomic gases, such as He, Ne, and Ar, \bar{c}_p is constant over a wide temperature range and is very nearly equal to $5/2 \bar{R}$.

Source: Adapted from K. Wark, *Thermodynamics*, 4th ed., McGraw-Hill, New York, 1983, as based on NASA SP-273, U.S. Government Printing Office, Washington, DC, 1971.

TABLE A-16 Ideal Gas Properties of Air
 T (K), h and u (kJ/kg), s° (kJ/kg · K)

T	h	P_r	u	v_r	s°	T	h	P_r	u	v_r	s°
200	199.97	0.3363	142.56	1707.	1.29559	450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.11161
210	209.97	0.3987	149.69	1512.	1.34444	460	462.02	6.245	329.97	211.4	2.13407
220	219.97	0.4690	156.82	1346.	1.39105	470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.15604
230	230.02	0.5477	164.00	1205.	1.43557	480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.17760
240	240.02	0.6355	171.13	1084.	1.47824	490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876
250	250.05	0.7329	178.28	979.	1.51917	500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802	550	554.74	11.86	396.86	133.1	2.31809
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203	570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	630	638.63	19.44	457.78	92.84	2.46048
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.08870	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280

TABLE A-16 (Continued)

T (K), h and u (kJ/kg), s° (kJ/kg · K)											
T	h	P _r	u	v _r	s°	T	h	P _r	u	v _r	s°
750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737	1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.27345
760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176	1320	1419.76	352.5	1040.88	10.747	3.29160
770	789.11	41.31	568.07	53.39	2.67595	1340	1443.60	375.3	1058.94	10.247	3.30959
780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013	1360	1467.49	399.1	1077.10	9.780	3.32724
790	810.99	45.55	584.21	49.86	2.70400	1380	1491.44	424.2	1095.26	9.337	3.34474
800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787	1400	1515.42	450.5	1113.52	8.919	3.36200
820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504	1420	1539.44	478.0	1131.77	8.526	3.37901
840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170	1440	1563.51	506.9	1150.13	8.153	3.39586
860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783	1460	1587.63	537.1	1168.49	7.801	3.41247
880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344	1480	1611.79	568.8	1186.95	7.468	3.42892
900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856	1500	1635.97	601.9	1205.41	7.152	3.44516
920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324	1520	1660.23	636.5	1223.87	6.854	3.46120
940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748	1540	1684.51	672.8	1242.43	6.569	3.47712
960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128	1560	1708.82	710.5	1260.99	6.301	3.49276
980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468	1580	1733.17	750.0	1279.65	6.046	3.50829
1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770	1600	1757.57	791.2	1298.30	5.804	3.52364
1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034	1620	1782.00	834.1	1316.96	5.574	3.53879
1040	1091.85	133.3	793.36	22.39	3.01260	1640	1806.46	878.9	1335.72	5.355	3.55381
1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449	1660	1830.96	925.6	1354.48	5.147	3.56867
1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608	1680	1855.50	974.2	1373.24	4.949	3.58335
1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732	1700	1880.1	1025	1392.7	4.761	3.5979
1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825	1750	1941.6	1161	1439.8	4.328	3.6336
1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.11883	1800	2003.3	1310	1487.2	3.944	3.6684
1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.13916	1850	2065.3	1475	1534.9	3.601	3.7023
1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.15916	1900	2127.4	1655	1582.6	3.295	3.7354
1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.17888	1950	2189.7	1852	1630.6	3.022	3.7677
1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.19834	2000	2252.1	2068	1678.7	2.776	3.7994
1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.21751	2050	2314.6	2303	1726.8	2.555	3.8303
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.23638	2100	2377.4	2559	1775.3	2.356	3.8605
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.25510	2150	2440.3	2837	1823.8	2.175	3.8901
						2200	2503.2	3138	1872.4	2.012	3.9191
						2250	2566.4	3464	1921.3	1.864	3.9474

Source: Adapted from K. Wark, *Thermodynamics, 4th ed.*, McGraw-Hill, New York, 1983, as based on J. H. Keenan and J. Kaye, "Gas Tables," Wiley, New York, 1945.

TABLE A-17 Ideal Gas Properties of Nitrogen, N₂

$T(K), \bar{h}$ and $\bar{u}(kJ/kmol), \bar{s}^\circ(kJ/kmol \cdot K)$
 $[\bar{h}_f^\circ = 0 \text{ kJ/kmol}]$

T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
0	0	0	0	600	17,563	12,574	212.066
220	6,391	4,562	182.639	610	17,864	12,792	212.564
230	6,683	4,770	183.938	620	18,166	13,011	213.055
240	6,975	4,979	185.180	630	18,468	13,230	213.541
250	7,266	5,188	186.370	640	18,772	13,450	214.018
260	7,558	5,396	187.514	650	19,075	13,671	214.489
270	7,849	5,604	188.614	660	19,380	13,892	214.954
280	8,141	5,813	189.673	670	19,685	14,114	215.413
290	8,432	6,021	190.695	680	19,991	14,337	215.866
298	8,669	6,190	191.502	690	20,297	14,560	216.314
300	8,723	6,229	191.682	700	20,604	14,784	216.756
310	9,014	6,437	192.638	710	20,912	15,008	217.192
320	9,306	6,645	193.562	720	21,220	15,234	217.624
330	9,597	6,853	194.459	730	21,529	15,460	218.059
340	9,888	7,061	195.328	740	21,839	15,686	218.472
350	10,180	7,270	196.173	750	22,149	15,913	218.889
360	10,471	7,478	196.995	760	22,460	16,141	219.301
370	10,763	7,687	197.794	770	22,772	16,370	219.709
380	11,055	7,895	198.572	780	23,085	16,599	220.113
390	11,347	8,104	199.331	790	23,398	16,830	220.512
400	11,640	8,314	200.071	800	23,714	17,061	220.907
410	11,932	8,523	200.794	810	24,027	17,292	221.298
420	12,225	8,733	201.499	820	24,342	17,524	221.684
430	12,518	8,943	202.189	830	24,658	17,757	222.067
440	12,811	9,153	202.863	840	24,974	17,990	222.447
450	13,105	9,363	203.523	850	25,292	18,224	222.822
460	13,399	9,574	204.170	860	25,610	18,459	223.194
470	13,693	9,786	204.803	870	25,928	18,695	223.562
480	13,988	9,997	205.424	880	26,248	18,931	223.927
490	14,285	10,210	206.033	890	26,568	19,168	224.288
500	14,581	10,423	206.630	900	26,890	19,407	224.647
510	14,876	10,635	207.216	910	27,210	19,644	225.002
520	15,172	10,848	207.792	920	27,532	19,883	225.353
530	15,469	11,062	208.358	930	27,854	20,122	225.701
540	15,766	11,277	208.914	940	28,178	20,362	226.047
550	16,064	11,492	209.461	950	28,501	20,603	226.389
560	16,363	11,707	209.999	960	28,826	20,844	226.728
570	16,662	11,923	210.528	970	29,151	21,086	227.064
580	16,962	12,139	211.049	980	29,476	21,328	227.398
590	17,262	12,356	211.562	990	29,803	21,571	227.728

TABLE A-17 (Continued)

T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
1000	30,129	21,815	228.057	1760	56,227	41,594	247.396
1020	30,784	22,304	228.706	1780	56,938	42,139	247.798
1040	31,442	22,795	229.344	1800	57,651	42,685	248.195
1060	32,101	23,288	229.973	1820	58,363	43,231	248.589
1080	32,762	23,782	230.591	1840	59,075	43,777	248.979
1100	33,426	24,280	231.199	1860	59,790	44,324	249.365
1120	34,092	24,780	231.799	1880	60,504	44,873	249.748
1140	34,760	25,282	232.391	1900	61,220	45,423	250.128
1160	35,430	25,786	232.973	1920	61,936	45,973	250.502
1180	36,104	26,291	233.549	1940	62,654	46,524	250.874
1200	36,777	26,799	234.115	1960	63,381	47,075	251.242
1220	37,452	27,308	234.673	1980	64,090	47,627	251.607
1240	38,129	27,819	235.223	2000	64,810	48,181	251.969
1260	38,807	28,331	235.766	2050	66,612	49,567	252.858
1280	39,488	28,845	236.302	2100	68,417	50,957	253.726
1300	40,170	29,361	236.831	2150	70,226	52,351	254.578
1320	40,853	29,878	237.353	2200	72,040	53,749	255.412
1340	41,539	30,398	237.867	2250	73,856	55,149	256.227
1360	42,227	30,919	238.376	2300	75,676	56,553	257.027
1380	42,915	31,441	238.878	2350	77,496	57,958	257.810
1400	43,605	31,964	239.375	2400	79,320	59,366	258.580
1420	44,295	32,489	239.865	2450	81,149	60,779	259.332
1440	44,988	33,014	240.350	2500	82,981	62,195	260.073
1460	45,682	33,543	240.827	2550	84,814	63,613	260.799
1480	46,377	34,071	241.301	2600	86,650	65,033	261.512
1500	47,073	34,601	241.768	2650	88,488	66,455	262.213
1520	47,771	35,133	242.228	2700	90,328	67,880	262.902
1540	48,470	35,665	242.685	2750	92,171	69,306	263.577
1560	49,168	36,197	243.137	2800	94,014	70,734	264.241
1580	49,869	36,732	243.585	2850	95,859	72,163	264.895
1600	50,571	37,268	244.028	2900	97,705	73,593	265.538
1620	51,275	37,806	244.464	2950	99,556	75,028	266.170
1640	51,980	38,344	244.896	3000	101,407	76,464	266.793
1660	52,686	38,884	245.324	3050	103,260	77,902	267.404
1680	53,393	39,424	245.747	3100	105,115	79,341	268.007
1700	54,099	39,965	246.166	3150	106,972	80,782	268.601
1720	54,807	40,507	246.580	3200	108,830	82,224	269.186
1740	55,516	41,049	246.990	3250	110,690	83,668	269.763

Source: Tables A-14 through A-19 are adapted from K. Wark, *Thermodynamics*, 4th ed., McGraw-Hill, New York, 1983, as based on the JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NBS-37, 1971.

TABLE A-18 Ideal Gas Properties of Oxygen, O₂

$T(K), \bar{h}$ and \bar{u} (kJ/kmol), \bar{s}° (kJ/kmol · K)
 $[\bar{h}_f^\circ = 0 \text{ kJ/kmol}]$

T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
0	0	0	0	600	17,929	12,940	226.346
220	6,404	4,575	196.171	610	18,250	13,178	226.877
230	6,694	4,782	197.461	620	18,572	13,417	227.400
240	6,984	4,989	198.696	630	18,895	13,657	227.918
250	7,275	5,197	199.885	640	19,219	13,898	228.429
260	7,566	5,405	201.027	650	19,544	14,140	228.932
270	7,858	5,613	202.128	660	19,870	14,383	229.430
280	8,150	5,822	203.191	670	20,197	14,626	229.920
290	8,443	6,032	204.218	680	20,524	14,871	230.405
298	8,682	6,203	205.033	690	20,854	15,116	230.885
300	8,736	6,242	205.213	700	21,184	15,364	231.358
310	9,030	6,453	206.177	710	21,514	15,611	231.827
320	9,325	6,664	207.112	720	21,845	15,859	232.291
330	9,620	6,877	208.020	730	22,177	16,107	232.748
340	9,916	7,090	208.904	740	22,510	16,357	233.201
350	10,213	7,303	209.765	750	22,844	16,607	233.649
360	10,511	7,518	210.604	760	23,178	16,859	234.091
370	10,809	7,733	211.423	770	23,513	17,111	234.528
380	11,109	7,949	212.222	780	23,850	17,364	234.960
390	11,409	8,166	213.002	790	24,186	17,618	235.387
400	11,711	8,384	213.765	800	24,523	17,872	235.810
410	12,012	8,603	214.510	810	24,861	18,126	236.230
420	12,314	8,822	215.241	820	25,199	18,382	236.644
430	12,618	9,043	215.955	830	25,537	18,637	237.055
440	12,923	9,264	216.656	840	25,877	18,893	237.462
450	13,228	9,487	217.342	850	26,218	19,150	237.864
460	13,535	9,710	218.016	860	26,559	19,408	238.264
470	13,842	9,935	218.676	870	26,899	19,666	238.660
480	14,151	10,160	219.326	880	27,242	19,925	239.051
490	14,460	10,386	219.963	890	27,584	20,185	239.439
500	14,770	10,614	220.589	900	27,928	20,445	239.823
510	15,082	10,842	221.206	910	28,272	20,706	240.203
520	15,395	11,071	221.812	920	28,616	20,967	240.580
530	15,708	11,301	222.409	930	28,960	21,228	240.953
540	16,022	11,533	222.997	940	29,306	21,491	241.323
550	16,338	11,765	223.576	950	29,652	21,754	241.689
560	16,654	11,998	224.146	960	29,999	22,017	242.052
570	16,971	12,232	224.708	970	30,345	22,280	242.411
580	17,290	12,467	225.262	980	30,692	22,544	242.768
590	17,609	12,703	225.808	990	31,041	22,809	243.120

TABLE A-18 (Continued)

T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
1000	31,389	23,075	243.471	1760	58,880	44,247	263.861
1020	32,088	23,607	244.164	1780	59,624	44,825	264.283
1040	32,789	24,142	244.844	1800	60,371	45,405	264.701
1060	33,490	24,677	245.513	1820	61,118	45,986	265.113
1080	34,194	25,214	246.171	1840	61,866	46,568	265.521
1100	34,899	25,753	246.818	1860	62,616	47,151	265.925
1120	35,606	26,294	247.454	1880	63,365	47,734	266.326
1140	36,314	26,836	248.081	1900	64,116	48,319	266.722
1160	37,023	27,379	248.698	1920	64,868	48,904	267.115
1180	37,734	27,923	249.307	1940	65,620	49,490	267.505
1200	38,447	28,469	249.906	1960	66,374	50,078	267.891
1220	39,162	29,018	250.497	1980	67,127	50,665	268.275
1240	39,877	29,568	251.079	2000	67,881	51,253	268.655
1260	40,594	30,118	251.653	2050	69,772	52,727	269.588
1280	41,312	30,670	252.219	2100	71,668	54,208	270.504
1300	42,033	31,224	252.776	2150	73,573	55,697	271.399
1320	42,753	31,778	253.325	2200	75,484	57,192	272.278
1340	43,475	32,334	253.868	2250	77,397	58,690	273.136
1360	44,198	32,891	254.404	2300	79,316	60,193	273.981
1380	44,923	33,449	254.932	2350	81,243	61,704	274.809
1400	45,648	34,008	255.454	2400	83,174	63,219	275.625
1420	46,374	34,567	255.968	2450	85,112	64,742	276.424
1440	47,102	35,129	256.475	2500	87,057	66,271	277.207
1460	47,831	35,692	256.978	2550	89,004	67,802	277.979
1480	48,561	36,256	257.474	2600	90,956	69,339	278.738
1500	49,292	36,821	257.965	2650	92,916	70,883	279.485
1520	50,024	37,387	258.450	2700	94,881	72,433	280.219
1540	50,756	37,952	258.928	2750	96,852	73,987	280.942
1560	51,490	38,520	259.402	2800	98,826	75,546	281.654
1580	52,224	39,088	259.870	2850	100,808	77,112	282.357
1600	52,961	39,658	260.333	2900	102,793	78,682	283.048
1620	53,696	40,227	260.791	2950	104,785	80,258	283.728
1640	54,434	40,799	261.242	3000	106,780	81,837	284.399
1660	55,172	41,370	261.690	3050	108,778	83,419	285.060
1680	55,912	41,944	262.132	3100	110,784	85,009	285.713
1700	56,652	42,517	262.571	3150	112,795	86,601	286.355
1720	57,394	43,093	263.005	3200	114,809	88,203	286.989
1740	58,136	43,669	263.435	3250	116,827	89,804	287.614

TABLE A-19 Ideal Gas Properties of Water Vapor, H₂O

$T(\text{K}), \bar{h}$ and $\bar{u}(\text{kJ/kmol}), \bar{s}^\circ(\text{kJ/kmol} \cdot \text{K})$

$[\bar{h}_f^\circ = -241,820 \text{ kJ/kmol}]$

T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
0	0	0	0	600	20,402	15,413	212.920
220	7,295	5,466	178.576	610	20,765	15,693	213.529
230	7,628	5,715	180.054	620	21,130	15,975	214.122
240	7,961	5,965	181.471	630	21,495	16,257	214.707
250	8,294	6,215	182.831	640	21,862	16,541	215.285
260	8,627	6,466	184.139	650	22,230	16,826	215.856
270	8,961	6,716	185.399	660	22,600	17,112	216.419
280	9,296	6,968	186.616	670	22,970	17,399	216.976
290	9,631	7,219	187.791	680	23,342	17,688	217.527
298	9,904	7,425	188.720	690	23,714	17,978	218.071
300	9,966	7,472	188.928	700	24,088	18,268	218.610
310	10,302	7,725	190.030	710	24,464	18,561	219.142
320	10,639	7,978	191.098	720	24,840	18,854	219.668
330	10,976	8,232	192.136	730	25,218	19,148	220.189
340	11,314	8,487	193.144	740	25,597	19,444	220.707
350	11,652	8,742	194.125	750	25,977	19,741	221.215
360	11,992	8,998	195.081	760	26,358	20,039	221.720
370	12,331	9,255	196.012	770	26,741	20,339	222.221
380	12,672	9,513	196.920	780	27,125	20,639	222.717
390	13,014	9,771	197.807	790	27,510	20,941	223.207
400	13,356	10,030	198.673	800	27,896	21,245	223.693
410	13,699	10,290	199.521	810	28,284	21,549	224.174
420	14,043	10,551	200.350	820	28,672	21,855	224.651
430	14,388	10,813	201.160	830	29,062	22,162	225.123
440	14,734	11,075	201.955	840	29,454	22,470	225.592
450	15,080	11,339	202.734	850	29,846	22,779	226.057
460	15,428	11,603	203.497	860	30,240	23,090	226.517
470	15,777	11,869	204.247	870	30,635	23,402	226.973
480	16,126	12,135	204.982	880	31,032	23,715	227.426
490	16,477	12,403	205.705	890	31,429	24,029	227.875
500	16,828	12,671	206.413	900	31,828	24,345	228.321
510	17,181	12,940	207.112	910	32,228	24,662	228.763
520	17,534	13,211	207.799	920	32,629	24,980	229.202
530	17,889	13,482	208.475	930	33,032	25,300	229.637
540	18,245	13,755	209.139	940	33,436	25,621	230.070
550	18,601	14,028	209.795	950	33,841	25,943	230.499
560	18,959	14,303	210.440	960	34,247	26,265	230.924
570	19,318	14,579	211.075	970	34,653	26,588	231.347
580	19,678	14,856	211.702	980	35,061	26,913	231.767
590	20,039	15,134	212.320	990	35,472	27,240	232.184

TABLE A-19 (Continued)

T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
1000	35,882	27,568	232.597	1760	70,535	55,902	258.151
1020	36,709	28,228	233.415	1780	71,523	56,723	258.708
1040	37,542	28,895	234.223	1800	72,513	57,547	259.262
1060	38,380	29,567	235.020	1820	73,507	58,375	259.811
1080	39,223	30,243	235.806	1840	74,506	59,207	260.357
1100	40,071	30,925	236.584	1860	75,506	60,042	260.898
1120	40,923	31,611	237.352	1880	76,511	60,880	261.436
1140	41,780	32,301	238.110	1900	77,517	61,720	261.969
1160	42,642	32,997	238.859	1920	78,527	62,564	262.497
1180	43,509	33,698	239.600	1940	79,540	63,411	263.022
1200	44,380	34,403	240.333	1960	80,555	64,259	263.542
1220	45,256	35,112	241.057	1980	81,573	65,111	264.059
1240	46,137	35,827	241.773	2000	82,593	65,965	264.571
1260	47,022	36,546	242.482	2050	85,156	68,111	265.838
1280	47,912	37,270	243.183	2100	87,735	70,275	267.081
1300	48,807	38,000	243.877	2150	90,330	72,454	268.301
1320	49,707	38,732	244.564	2200	92,940	74,649	269.500
1340	50,612	39,470	245.243	2250	95,562	76,855	270.679
1360	51,521	40,213	245.915	2300	98,199	79,076	271.839
1380	52,434	40,960	246.582	2350	100,846	81,308	272.978
1400	53,351	41,711	247.241	2400	103,508	83,553	274.098
1420	54,273	42,466	247.895	2450	106,183	85,811	275.201
1440	55,198	43,226	248.543	2500	108,868	88,082	276.286
1460	56,128	43,989	249.185	2550	111,565	90,364	277.354
1480	57,062	44,756	249.820	2600	114,273	92,656	278.407
1500	57,999	45,528	250.450	2650	116,991	94,958	279.441
1520	58,942	46,304	251.074	2700	119,717	97,269	280.462
1540	59,888	47,084	251.693	2750	122,453	99,588	281.464
1560	60,838	47,868	252.305	2800	125,198	101,917	282.453
1580	61,792	48,655	252.912	2850	127,952	104,256	283.429
1600	62,748	49,445	253.513	2900	130,717	106,605	284.390
1620	63,709	50,240	254.111	2950	133,486	108,959	285.338
1640	64,675	51,039	254.703	3000	136,264	111,321	286.273
1660	65,643	51,841	255.290	3050	139,051	113,692	287.194
1680	66,614	52,646	255.873	3100	141,846	116,072	288.102
1700	67,589	53,455	256.450	3150	144,648	118,458	288.999
1720	68,567	54,267	257.022	3200	147,457	120,851	289.884
1740	69,550	55,083	257.589	3250	150,272	123,250	290.756

TABLE A-20 Ideal Gas Properties of Carbon Monoxide, CO

$T(K)$, \bar{h} and \bar{u} (kJ/kmol), \bar{s}° (kJ/kmol · K)

$[\bar{h}_f^\circ = -110,530 \text{ kJ/kmol}]$

T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
0	0	0	0	600	17,611	12,622	218.204
220	6,391	4,562	188.683	610	17,915	12,843	218.708
230	6,683	4,771	189.980	620	18,221	13,066	219.205
240	6,975	4,979	191.221	630	18,527	13,289	219.695
250	7,266	5,188	192.411	640	18,833	13,512	220.179
260	7,558	5,396	193.554	650	19,141	13,736	220.656
270	7,849	5,604	194.654	660	19,449	13,962	221.127
280	8,140	5,812	195.173	670	19,758	14,187	221.592
290	8,432	6,020	196.735	680	20,068	14,414	222.052
298	8,669	6,190	197.543	690	20,378	14,641	222.505
300	8,723	6,229	197.723	700	20,690	14,870	222.953
310	9,014	6,437	198.678	710	21,002	15,099	223.396
320	9,306	6,645	199.603	720	21,315	15,328	223.833
330	9,597	6,854	200.500	730	21,628	15,558	224.265
340	9,889	7,062	201.371	740	21,943	15,789	224.692
350	10,181	7,271	202.217	750	22,258	16,022	225.115
360	10,473	7,480	203.040	760	22,573	16,255	225.533
370	10,765	7,689	203.842	770	22,890	16,488	225.947
380	11,058	7,899	204.622	780	23,208	16,723	226.357
390	11,351	8,108	205.383	790	23,526	16,957	226.762
400	11,644	8,319	206.125	800	23,844	17,193	227.162
410	11,938	8,529	206.850	810	24,164	17,429	227.559
420	12,232	8,740	207.549	820	24,483	17,665	227.952
430	12,526	8,951	208.252	830	24,803	17,902	228.339
440	12,821	9,163	208.929	840	25,124	18,140	228.724
450	13,116	9,375	209.593	850	25,446	18,379	229.106
460	13,412	9,587	210.243	860	25,768	18,617	229.482
470	13,708	9,800	210.880	870	26,091	18,858	229.856
480	14,005	10,014	211.504	880	26,415	19,099	230.227
490	14,302	10,228	212.117	890	26,740	19,341	230.593
500	14,600	10,443	212.719	900	27,066	19,583	230.957
510	14,898	10,658	213.310	910	27,392	19,826	231.317
520	15,197	10,874	213.890	920	27,719	20,070	231.674
530	15,497	11,090	214.460	930	28,046	20,314	232.028
540	15,797	11,307	215.020	940	28,375	20,559	232.379
550	16,097	11,524	215.572	950	28,703	20,805	232.727
560	16,399	11,743	216.115	960	29,033	21,051	233.072
570	16,701	11,961	216.649	970	29,362	21,298	233.413
580	17,003	12,181	217.175	980	29,693	21,545	233.752
590	17,307	12,401	217.693	990	30,024	21,793	234.088

TABLE A-20 (Continued)

T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
1000	30,355	22,041	234.421	1760	56,756	42,123	253.991
1020	31,020	22,540	235.079	1780	57,473	42,673	254.398
1040	31,688	23,041	235.728	1800	58,191	43,225	254.797
1060	32,357	23,544	236.364	1820	58,910	43,778	255.194
1080	33,029	24,049	236.992	1840	59,629	44,331	255.587
1100	33,702	24,557	237.609	1860	60,351	44,886	255.976
1120	34,377	25,065	238.217	1880	61,072	45,441	256.361
1140	35,054	25,575	238.817	1900	61,794	45,997	256.743
1160	35,733	26,088	239.407	1920	62,516	46,552	257.122
1180	36,406	26,602	239.989	1940	63,238	47,108	257.497
1200	37,095	27,118	240.663	1960	63,961	47,665	257.868
1220	37,780	27,637	241.128	1980	64,684	48,221	258.236
1240	38,466	28,426	241.686	2000	65,408	48,780	258.600
1260	39,154	28,678	242.236	2050	67,224	50,179	259.494
1280	39,884	29,201	242.780	2100	69,044	51,584	260.370
1300	40,534	29,725	243.316	2150	70,864	52,988	261.226
1320	41,266	30,251	243.844	2200	72,688	54,396	262.065
1340	41,919	30,778	244.366	2250	74,516	55,809	262.887
1360	42,613	31,306	244.880	2300	76,345	57,222	263.692
1380	43,309	31,836	245.388	2350	78,178	58,640	264.480
1400	44,007	32,367	245.889	2400	80,015	60,060	265.253
1420	44,707	32,900	246.385	2450	81,852	61,482	266.012
1440	45,408	33,434	246.876	2500	83,692	62,906	266.755
1460	46,110	33,971	247.360	2550	85,537	64,335	267.485
1480	46,813	34,508	247.839	2600	87,383	65,766	268.202
1500	47,517	35,046	248.312	2650	89,230	67,197	268.905
1520	48,222	35,584	248.778	2700	91,077	68,628	269.596
1540	48,928	36,124	249.240	2750	92,930	70,066	270.285
1560	49,635	36,665	249.695	2800	94,784	71,504	270.943
1580	50,344	37,207	250.147	2850	96,639	72,945	271.602
1600	51,053	37,750	250.592	2900	98,495	74,383	272.249
1620	51,763	38,293	251.033	2950	100,352	75,825	272.884
1640	52,472	38,837	251.470	3000	102,210	77,267	273.508
1660	53,184	39,382	251.901	3050	104,073	78,715	274.123
1680	53,895	39,927	252.329	3100	105,939	80,164	274.730
1700	54,609	40,474	252.751	3150	107,802	81,612	275.326
1720	55,323	41,023	253.169	3200	109,667	83,061	275.914
1740	56,039	41,572	253.582	3250	111,534	84,513	276.494

TABLE A-21 Ideal Gas Properties of Carbon Dioxide, CO₂

$T(K), \bar{h}$ and $\bar{u}(kJ/kmol), \bar{s}^\circ(kJ/kmol \cdot K)$

$[\bar{h}_f^\circ = -393,520 \text{ kJ/kmol}]$

T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
0	0	0	0	600	22,280	17,291	243.199
220	6,601	4,772	202.966	610	22,754	17,683	243.983
230	6,938	5,026	204.464	620	23,231	18,076	244.758
240	7,280	5,285	205.920	630	23,709	18,471	245.524
250	7,627	5,548	207.337	640	24,190	18,869	246.282
260	7,979	5,817	208.717	650	24,674	19,270	247.032
270	8,335	6,091	210.062	660	25,160	19,672	247.773
280	8,697	6,369	211.376	670	25,648	20,078	248.507
290	9,063	6,651	212.660	680	26,138	20,484	249.233
298	9,364	6,885	213.685	690	26,631	20,894	249.952
300	9,431	6,939	213.915	700	27,125	21,305	250.663
310	9,807	7,230	215.146	710	27,622	21,719	251.368
320	10,186	7,526	216.351	720	28,121	22,134	252.065
330	10,570	7,826	217.534	730	28,622	22,552	252.755
340	10,959	8,131	218.694	740	29,124	22,972	253.439
350	11,351	8,439	219.831	750	29,629	23,393	254.117
360	11,748	8,752	220.948	760	30,135	23,817	254.787
370	12,148	9,068	222.044	770	30,644	24,242	255.452
380	12,552	9,392	223.122	780	31,154	24,669	256.110
390	12,960	9,718	224.182	790	31,665	25,097	256.762
400	13,372	10,046	225.225	800	32,179	25,527	257.408
410	13,787	10,378	226.250	810	32,694	25,959	258.048
420	14,206	10,714	227.258	820	33,212	26,394	258.682
430	14,628	11,053	228.252	830	33,730	26,829	259.311
440	15,054	11,393	229.230	840	34,251	27,267	259.934
450	15,483	11,742	230.194	850	34,773	27,706	260.551
460	15,916	12,091	231.144	860	35,296	28,125	261.164
470	16,351	12,444	232.080	870	35,821	28,588	261.770
480	16,791	12,800	233.004	880	36,347	29,031	262.371
490	17,232	13,158	233.916	890	36,876	29,476	262.968
500	17,678	13,521	234.814	900	37,405	29,922	263.559
510	18,126	13,885	235.700	910	37,935	30,369	264.146
520	18,576	14,253	236.575	920	38,467	30,818	264.728
530	19,029	14,622	237.439	930	39,000	31,268	265.304
540	19,485	14,996	238.292	940	39,535	31,719	265.877
550	19,945	15,372	239.135	950	40,070	32,171	266.444
560	20,407	15,751	239.962	960	40,607	32,625	267.007
570	20,870	16,131	240.789	970	41,145	33,081	267.566
580	21,337	16,515	241.602	980	41,685	33,537	268.119
590	21,807	16,902	242.405	990	42,226	33,995	268.670

TABLE A-21 (Continued)

T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
1000	42,769	34,455	269.215	1760	86,420	71,787	301.543
1020	43,859	35,378	270.293	1780	87,612	72,812	302.271
1040	44,953	36,306	271.354	1800	88,806	73,840	302.884
1060	46,051	37,238	272.400	1820	90,000	74,868	303.544
1080	47,153	38,174	273.430	1840	91,196	75,897	304.198
1100	48,258	39,112	274.445	1860	92,394	76,929	304.845
1120	49,369	40,057	275.444	1880	93,593	77,962	305.487
1140	50,484	41,006	276.430	1900	94,793	78,996	306.122
1160	51,602	41,957	277.403	1920	95,995	80,031	306.751
1180	52,724	42,913	278.362	1940	97,197	81,067	307.374
1200	53,848	43,871	279.307	1960	98,401	82,105	307.992
1220	54,977	44,834	280.238	1980	99,606	83,144	308.604
1240	56,108	45,799	281.158	2000	100,804	84,185	309.210
1260	57,244	46,768	282.066	2050	103,835	86,791	310.701
1280	58,381	47,739	282.962	2100	106,864	89,404	312.160
1300	59,522	48,713	283.847	2150	109,898	92,023	313.589
1320	60,666	49,691	284.722	2200	112,939	94,648	314.988
1340	61,813	50,672	285.586	2250	115,984	97,277	316.356
1360	62,963	51,656	286.439	2300	119,035	99,912	317.695
1380	64,116	52,643	287.283	2350	122,091	102,552	319.011
1400	65,271	53,631	288.106	2400	125,152	105,197	320.302
1420	66,427	54,621	288.934	2450	128,219	107,849	321.566
1440	67,586	55,614	289.743	2500	131,290	110,504	322.808
1460	68,748	56,609	290.542	2550	134,368	113,166	324.026
1480	69,911	57,606	291.333	2600	137,449	115,832	325.222
1500	71,078	58,606	292.114	2650	140,533	118,500	326.396
1520	72,246	59,609	292.888	2700	143,620	121,172	327.549
1540	73,417	60,613	292.654	2750	146,713	123,849	328.684
1560	74,590	61,620	294.411	2800	149,808	126,528	329.800
1580	76,767	62,630	295.161	2850	152,908	129,212	330.896
1600	76,944	63,741	295.901	2900	156,009	131,898	331.975
1620	78,123	64,653	296.632	2950	159,117	134,589	333.037
1640	79,303	65,668	297.356	3000	162,226	137,283	334.084
1660	80,486	66,592	298.072	3050	165,341	139,982	335.114
1680	81,670	67,702	298.781	3100	168,456	142,681	336.126
1700	82,856	68,721	299.482	3150	171,576	145,385	337.124
1720	84,043	69,742	300.177	3200	174,695	148,089	338.109
1740	85,231	70,764	300.863	3250	177,822	150,801	339.069

TABLE A-22 Ideal Gas Properties of Hydrogen, H₂

$T(K), \bar{h}$ and $\bar{u}(kJ/kmol), \bar{s}^\circ(kJ/kmol \cdot K)$
 $[\bar{h}_f^\circ = 0 \text{ kJ/kmol}]$

T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°	T	\bar{h}	\bar{u}	\bar{s}°
0	0	0	0	1440	42,808	30,835	177.410
260	7,370	5,209	126.636	1480	44,091	31,786	178.291
270	7,657	5,412	127.719	1520	45,384	32,746	179.153
280	7,945	5,617	128.765	1560	46,683	33,713	179.995
290	8,233	5,822	129.775	1600	47,990	34,687	180.820
298	8,468	5,989	130.574	1640	49,303	35,668	181.632
300	8,522	6,027	130.754	1680	50,662	36,654	182.428
320	9,100	6,440	132.621	1720	51,947	37,646	183.208
340	9,680	6,853	134.378	1760	53,279	38,645	183.973
360	10,262	7,268	136.039	1800	54,618	39,652	184.724
380	10,843	7,684	137.612	1840	55,962	40,663	185.463
400	11,426	8,100	139.106	1880	57,311	41,680	186.190
420	12,010	8,518	140.529	1920	58,668	42,705	186.904
440	12,594	8,936	141.888	1960	60,031	43,735	187.607
460	13,179	9,355	143.187	2000	61,400	44,771	188.297
480	13,764	9,773	144.432	2050	63,119	46,074	189.148
500	14,350	10,193	145.628	2100	64,847	47,386	189.979
520	14,935	10,611	146.775	2150	66,584	48,708	190.796
560	16,107	11,451	148.945	2200	68,328	50,037	191.598
600	17,280	12,291	150.968	2250	70,080	51,373	192.385
640	18,453	13,133	152.863	2300	71,839	52,716	193.159
680	19,630	13,976	154.645	2350	73,608	54,069	193.921
720	20,807	14,821	156.328	2400	75,383	55,429	194.669
760	21,988	15,669	157.923	2450	77,168	56,798	195.403
800	23,171	16,520	159.440	2500	78,960	58,175	196.125
840	24,359	17,375	160.891	2550	80,755	59,554	196.837
880	25,551	18,235	162.277	2600	82,558	60,941	197.539
920	26,747	19,098	163.607	2650	84,386	62,335	198.229
960	27,948	19,966	164.884	2700	86,186	63,737	198.907
1000	29,154	20,839	166.114	2750	88,008	65,144	199.575
1040	30,364	21,717	167.300	2800	89,838	66,558	200.234
1080	31,580	22,601	168.449	2850	91,671	67,976	200.885
1120	32,802	23,490	169.560	2900	93,512	69,401	201.527
1160	34,028	24,384	170.636	2950	95,358	70,831	202.157
1200	35,262	25,284	171.682	3000	97,211	72,268	202.778
1240	36,502	26,192	172.698	3050	99,065	73,707	203.391
1280	37,749	27,106	173.687	3100	100,926	75,152	203.995
1320	39,002	28,027	174.652	3150	102,793	76,604	204.592
1360	40,263	28,955	175.593	3200	104,667	78,061	205.181
1400	41,530	29,889	176.510	3250	106,545	79,523	205.765