

BAB 2 TEORI DASAR

2.1 SISTEM PEMBANGKITAN DAYA (*POWER SYSTEM*)

Pada sistem pembangkitan daya, produk yang dihasilkan umumnya adalah listrik. Di sini daya listrik diperoleh dari generator yang dihubungkan dengan sebuah mesin yang mampu menghasilkan daya poros untuk memutarinya. Umumnya di sistem ini menggunakan motor bakar torak berupa *Diesel engine*, *gas engine* atau mesin bakar bukan torak yaitu turbin gas.

1. *Diesel Engine*

Motor Diesel disebut juga motor penyalaan kompresi oleh karena penyalaan bahan bakarnya dilakukan dengan menyemprotkan bahan bakar ke dalam udara yang bertekanan dan bertemperatur tinggi akibat dari proses kompresi. Salah satu kemudahan menggunakan motor Diesel dibandingkan *gas engine* adalah media penyimpanan bahan bakar yang lebih mudah dan aman, karena pada *gas engine* bahan bakar gas disimpan pada tekanan yang tinggi dan membutuhkan perhatian dan perawatan khusus sebagai pertimbangan keamanan. Tetapi di lain sisi, motor Diesel menghasilkan kebisingan yang tinggi dan polusi udara dari gas buang pembakarannya yang lebih mencemari udara [4]. Persamaan kesetimbangan energi pada *Diesel Engine* berdasar pada prinsip kekekalan energi di mana energi input akan setara dengan output yaitu [5]:

$$\dot{m} \times CV = bp + \dot{Q}_{cw} + \dot{Q}_{fg} + \dot{Q}_{frc} \quad (2.1)$$

$$\dot{Q}_f = bp + \dot{Q}_{cw} + \dot{Q}_{fg} + \dot{Q}_{frc} \quad (2.2)$$

Umumnya untuk *Diesel Engine* nilai-nilai bp , Q_{cw} , Q_{fg} , Q_{frc} adalah: 35%, 20%, 35% dan 10% dari energi bahan bakar yang disuplai ke mesin.

2. *Gas Engine*

Sedangkan *gas engine* termasuk motor penyalaan bunga api karena bahan bakar gas dapat terbakar akibat adanya bunga api listrik. Kesulitan yang dihadapi dalam penggunaan mesin jenis ini adalah masalah penyimpanan bahan bakar yang berupa gas di mana membutuhkan tempat penyimpanan yang aman mengingat umumnya media penyimpanan gas adalah tempat dengan bertekanan yang tinggi.

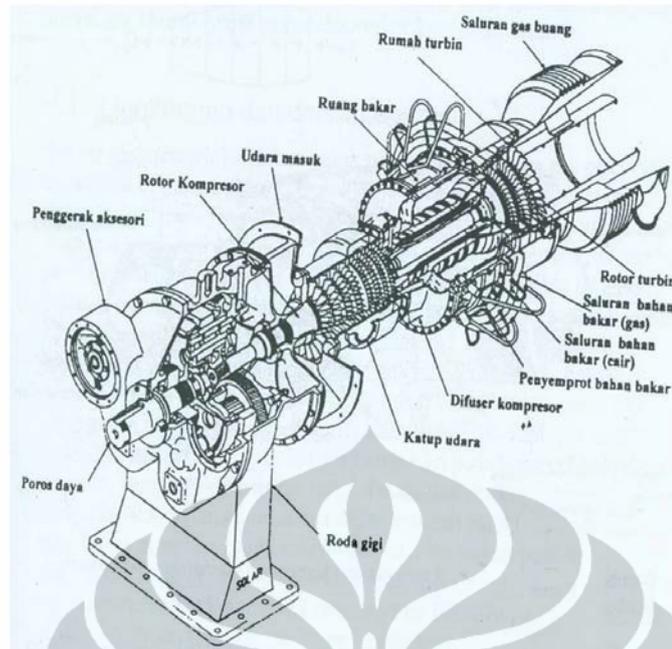
Pada *gas engine* berlaku juga hukum kekekalan energi di mana energi input berupa bahan bakar ke dalam *engine* akan setara dengan outputnya baik berupa energi listrik, termal pada gas buang (*flue gas*) dan media pendingin, dan energi yang hilang ke lingkungan berupa *termal losses*. Berikut adalah salah satu contoh data-data operasi sebuah *gas engine* dan disusun ke dalam suatu persamaan kesetimbangan energi yaitu [6]:

$$\dot{Q}_f = E_L + \dot{Q}_{cw} + \dot{Q}_{fg} + \dot{Q}_{oil} + \dot{Q}_{frc} \quad (2.3)$$

Di sini digunakan sebagai rujukan adalah sebuah *gas engine* dengan tipe KVGS-18 G pada sebuah instalasi *cogeneration* di Bronderslev. Untuk *Gas Engine* ini nilai-nilai Q_f , E_L , Q_{cw} , Q_{fg} , Q_{oil} , Q_{frc} adalah: 7.520 kW, 3.060 kW, 1.360 kW, 2.160 kW, 541.4 kW dan 398,6 kW dan aliran gas buang sebesar 5,56 kg/s.

3. Turbin Gas

Sistem turbin gas adalah sebuah sistem motor bakar yang terdiri dari tiga komponen dasar yaitu: kompresor, ruang bakar dan turbin. Sistem ini dapat difungsikan sebagai pembangkit gas ataupun menghasilkan daya poros. Ciri utama sistem turbin gas adalah kompak, dan mampu menghasilkan daya tinggi serta lebih sedikit getaran dibanding motor torak. Berbeda dengan motor torak, pada turbin gas tidak terdapat bagian yang bergerak translasi sehingga turbin gas lebih sedikit getaran. Di samping itu, proses kompresi, pembakaran, dan ekspansi terjadi secara terpisah masing-masing di dalam kompresor, ruang bakar, dan turbin.



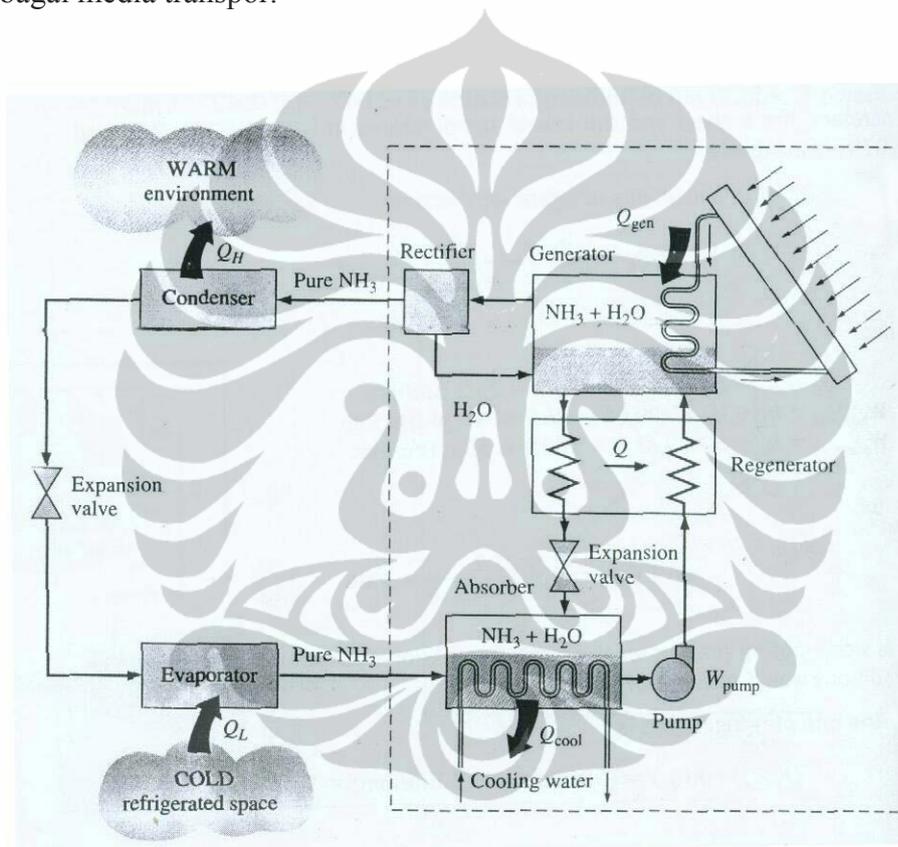
Gambar 2.1. Sistem turbin gas dan komponen utamanya [7].

Turbin gas memerlukan udara untuk pembakaran di mana gas panas yang dihasilkan berfungsi sebagai fluida kerja. Dibandingkan dengan motor bakar torak, udara yang diperlukan turbin gas relatif sangat banyak, yaitu 3 sampai dengan lebih dari 10 kali lebih besar. Hal ini disebabkan karena proses pembakaran di dalam ruang bakar berlangsung kontinu pada tekanan yang konstan sehingga temperatur gas hasil pembakaran masuk turbin haruslah dibatasi sesuai dengan kekuatan material yang digunakan. Emisi gas buang turbin gas boleh dikatakan lebih rendah daripada motor bakar torak, kecuali emisi gas NO_x yang tergolong masih tinggi. Untuk prestasi dan efisiensi turbin gas sangat bergantung pada parameter lingkungan tempat beroperasi antara lain: tekanan udara, temperatur udara, kelembaban relatif dan kotoran [8]. Kesetimbangan energi pada turbin gas:

$$\dot{Q}_f = E_L + \dot{Q}_{fg} + \dot{Q}_{frc} \quad (2.4)$$

2.2 SISTEM PENDINGIN

Sistem pendinginan yang dapat digunakan pada *cogeneration* dan *trigeneration* adalah sistem mesin pendingin absorpsi. Sistem mesin pendingin absorpsi terdiri dari komponen-komponen utama antara lain: generator, *rectifier*, kondensor, katup ekspansi, evaporator, *absorber*, pompa sirkulasi dan regenererator. Fluida kerja yang digunakan umumnya adalah campuran antara amoniak (NH_3) dan air (H_2O) di mana amoniak bertindak sebagai refrigeran dan air sebagai media transpor.

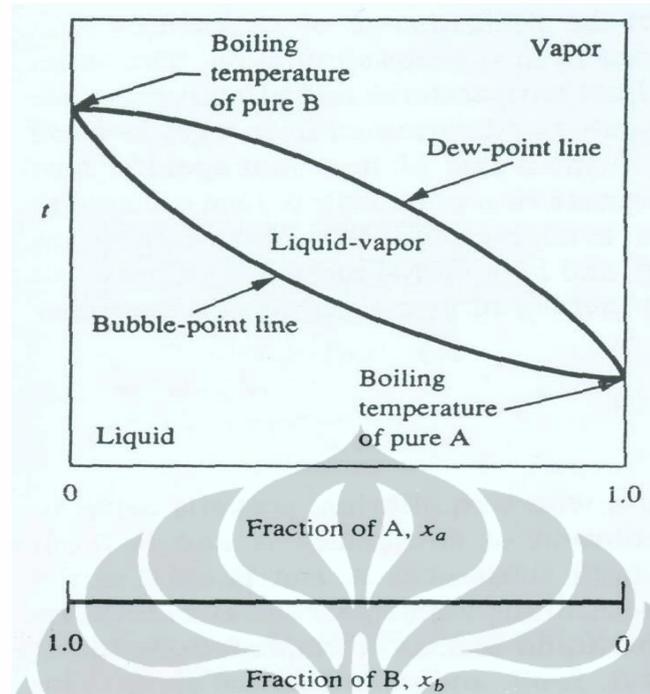


Gambar 2.2. Mesin pendingin absorpsi amoniak-air [9].

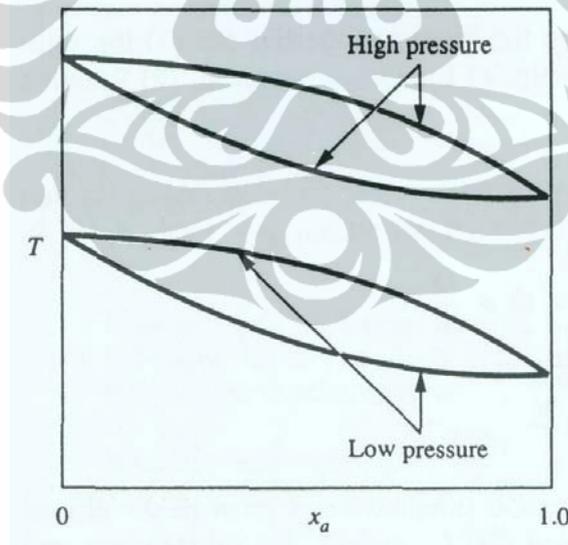
Sistem mesin pendingin absorpsi seperti pada gambar di atas mirip dengan sistem pendingin kompresi uap. Perbedaan yang mencolok adalah pada sistem absorpsi tidak menggunakan kompresor yang digantikan oleh sebuah mekanisme absorpsi yang terdiri dari *absorber*, pompa, generator, regenererator, katup ekspansi dan *rectifier*. Jadi sistem ini bekerja dengan input tidak berupa daya mekanis kompresor seperti pada mesin pendingin sistem kompresi uap tetapi dengan energi panas yang disuplai ke generator.

Saat energi panas disuplai ke generator, sebagian campuran amoniak-air akan menguap dan selanjutnya campuran uap ini akan mengalir menuju *rectifier* di mana akan dipisahkan antara amonia dengan air. Uap amoniak murni akan terus mengalir menuju kondensor yang akan melepas panas ke lingkungan, diekspansikan pada katup ekspansi dan mengambil panas di evaporator. Selanjutnya pada *absorber* amonia murni akan dilarutkan ke dalam air membentuk campuran amoniak-air kembali. Reaksi yang terjadi di sini adalah eksotermis di mana sejumlah panas dilepaskan ketika proses terjadi. Jumlah amonia yang dapat dilarutkan dalam air adalah berbanding terbalik dengan temperatur, sehingga diperlukannya pendinginan pada *absorber* untuk menjaga temperatur tetap rendah untuk memaksimalkan jumlah amonia terlarut dalam air. Cairan amoniak-air yang kaya amoniak lalu dipompakan kembali ke generator. Dari generator campuran amoniak-air bertemperatur tinggi yang miskin amoniak mengalir melalui regenator di mana sejumlah panas akan dipindahkan ke campuran amoniak-air dari pompa sirkulasi, dan selanjutnya akan diekspansikan ke dalam *absorber*.

Campuran amoniak-air memiliki sifat fisika dan kimia yang tidak sama dengan zat pembentuknya yaitu air dan amoniak. Jadi pencampuran ke duanya akan menghasilkan fluida dengan sifat fisika dan kimia yang baru. Campuran amoniak-air mendidih dan mengembun pada temperatur yang bervariasi tergantung pada tekanannya. Amoniak memiliki titik didih dan titik embun yang rendah jika dibandingkan dengan air. Karena itu, pencampuran amoniak dan air akan menjadi lebih mudah menguap (*volatile*). Ketika campuran amoniak-air ini dipanaskan maka amoniak akan terlebih dulu mendidih sehingga akan terjadi distilasi. Juga sebaliknya ketika campuran ini didinginkan maka air yang akan mengembun terlebih dulu. Berikut adalah contoh diagram suatu campuran pada tekanan konstan:



Gambar 2.3. Diagram Temperatur-fraksi masa suatu campuran pada tekanan konstan [10].



Gambar 2.4. Diagram Temperatur-fraksi masa suatu campuran pada tekanan bervariasi [11].

Pada titik *boiling temperature of pure B* gambar 2.5 ialah titik saturasi (jenuh) air murni. Pada titik ini air akan mendidih atau uap mulai mengembun. Sedangkan untuk titik *boiling temperature of pure A* adalah titik saturasi untuk

amoniak. Kurva bagian bawah (*bubble point line*) merupakan kurva batas jenuh (saturasi) cairan, atau titik didih konsentrasi berbeda pada amoniak-air. Di sini letak awalnya penguapan terjadi ketika dipanaskan. Kurva bagian atas (*dew point line*) merupakan kurva batas titik jenuh uap, atau titik embun (*dew*) penguapan komplut atau awal pengembunan terjadi.

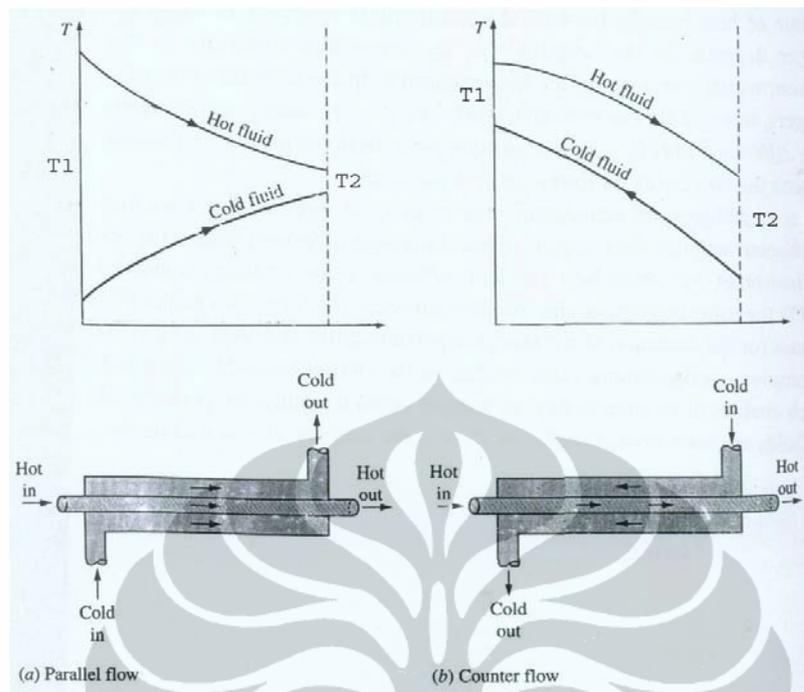
Salah satu kelebihan sistem absorpsi dibandingkan sistem kompresi uap adalah fluida kerja yang dipompa merupakan fluida dalam wujud cair sehingga kerja yang dibutuhkan pompa tidak besar seperti pada kompresor sistem kompresi uap. Kerja untuk pompa adalah sekitar 1 % dari panas yang disuplai ke generator dan dapat diabaikan pada analisa siklusnya [12]. Namun sistem membutuhkan tempat pemasangan yang lebih besar, efisiensi yang lebih rendah sehingga membutuhkan menara pendingin untuk membuang panas dan lebih sulit dalam masalah perbaikannya. *Coefficient Of Performance* (COP) aktual pada sistem ini juga lebih rendah, yaitu lebih rendah dari 1. COP dari sistem pendingin absorpsi adalah sebagai berikut:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_{gen} + W_{pump}} \cong \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_{gen}} \quad (2.5)$$

2.3 SISTEM PEMANAS

Di sistem ini digunakan alat penukar kalor (*heat exchanger*) sebagai komponen utamanya. Panas dari gas asap (*flue gas*) dengan temperatur tertentu dari hasil pembakaran pada sistem pembangkitan daya dipindahkan ke fluida bertemperatur lebih rendah dan dapat digunakan langsung sebagai produknya yang dapat berupa air panas atau uap untuk keperluan tertentu.

Tipe-tipe alat penukar kalor yang umum diklasifikasikan berdasarkan arah aliran kedua fluidanya. Tipe pertama adalah tipe aliran paralel di mana kedua fluida mengalir searah sampai akhir di dalam penukar kalor, sedangkan yang lain adalah tipe aliran berlawanan di mana kedua fluida mengalir arahnya berlawanan. Untuk masing-masing tipe mempunyai karakteristik berupa profil temperatur yang berbeda-beda seperti pada gambar berikut:



Gambar 2.5. Profil temperatur dan arah aliran alat penukar kalor [13].

Untuk laju perpindahan panas / energi termal antar fluida pada alat penukar kalor, berlaku hubungan [14]:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lmtd} \quad (2.6)$$

Di mana:

\dot{Q} = Laju perpindahan panas (W).

U = Koefisien perpindahan panas ($\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$)

A = Luas area perpindahan panas (m^2).

$$\Delta T_{lmtd} = \text{Log Mean Temperature Difference } (^\circ C) = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Sedangkan untuk tipe penukar kalo dengan aliran menyilang (*cross flow*) dan *multipass* [15]:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lmtd} \quad (2.7)$$

Untuk mencari faktor koreksi (F) alat penukar kalor, terlebih dahulu dicari nilai-nilai perbandingan temperatur P dan R dan nilai F dapat ditemukan dari gambar grafik hubungan ketiganya (lampiran).

2.4 **COMBINED COOLING, HEATING AND POWER GENERATION**

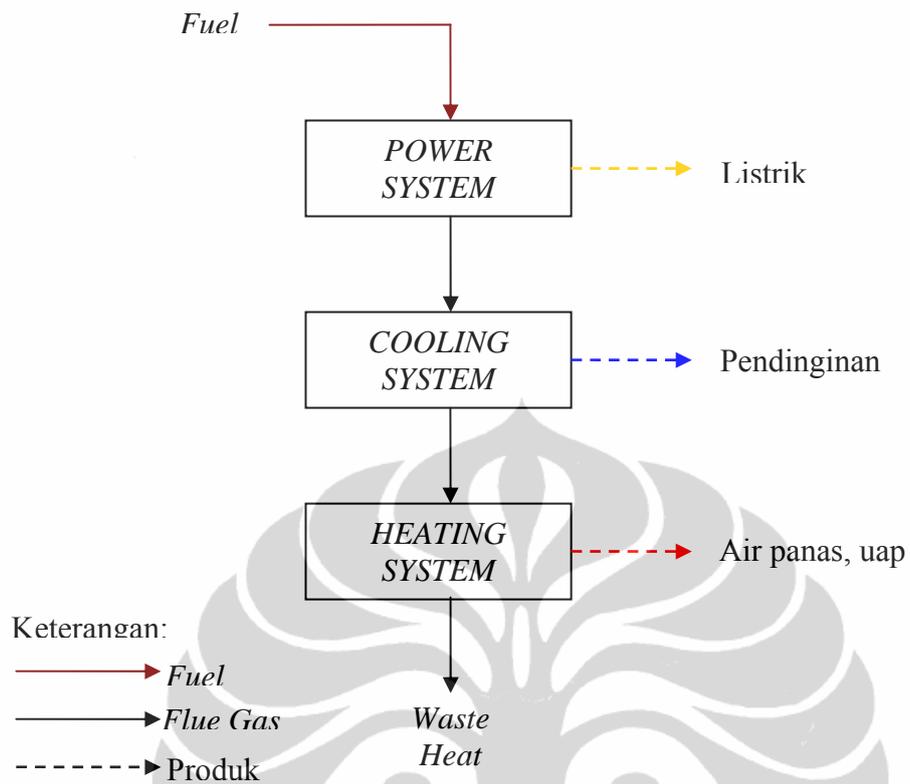
Sistem *combined cooling, heating and power generation* (CCHP) disebut juga *trigeneration* adalah gabungan dari sistem pembangkit daya dengan produk umumnya listrik, sistem mesin pendingin menghasilkan pendinginan dan sistem pemanas (penukar kalor) menghasilkan air panas atau uap yang dioperasikan dalam satu operasi secara simultan dengan maksud untuk menggunakan bahan bakar seefisien mungkin dibandingkan jika sistem-sistem tersebut beroperasi secara terpisah. Sistem ini dapat dideskripsikan pula sebagai sistem *cogeneration* yang merupakan sistem daya dan ketel pemanas yang ditambahkan sebuah sistem lagi berupa mesin pendingin absorpsi (*absorption chillers*) dengan produknya berupa pendinginan (*cooling effect*). Keseimbangan energi pada sistem CCHP adalah:

$$\dot{Q}_f = E_L + \dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_h + \dot{Q}_{stack} + \dot{Q}_{frc} \quad (2.8)$$

Efisiensi sistem CCHP:

$$\eta_{CCHP} = \frac{E_L + \dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_h}{\dot{Q}_f} \quad (2.9)$$

Skema sistem CCHP adalah sebagai berikut:



Gambar 2.6. Skema sistem *trigeneration* (CCHP).

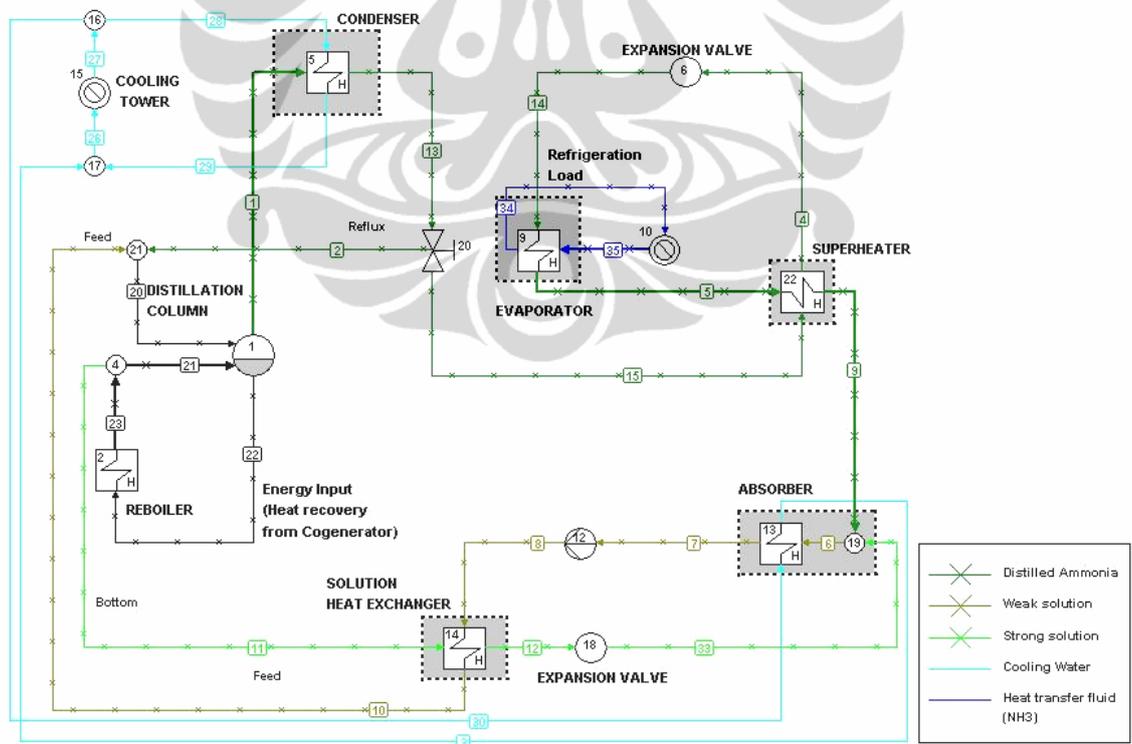
BAB 3 PEMODELAN SISTEM CCHP

3.1 KONFIGURASI SISTEM CCHP

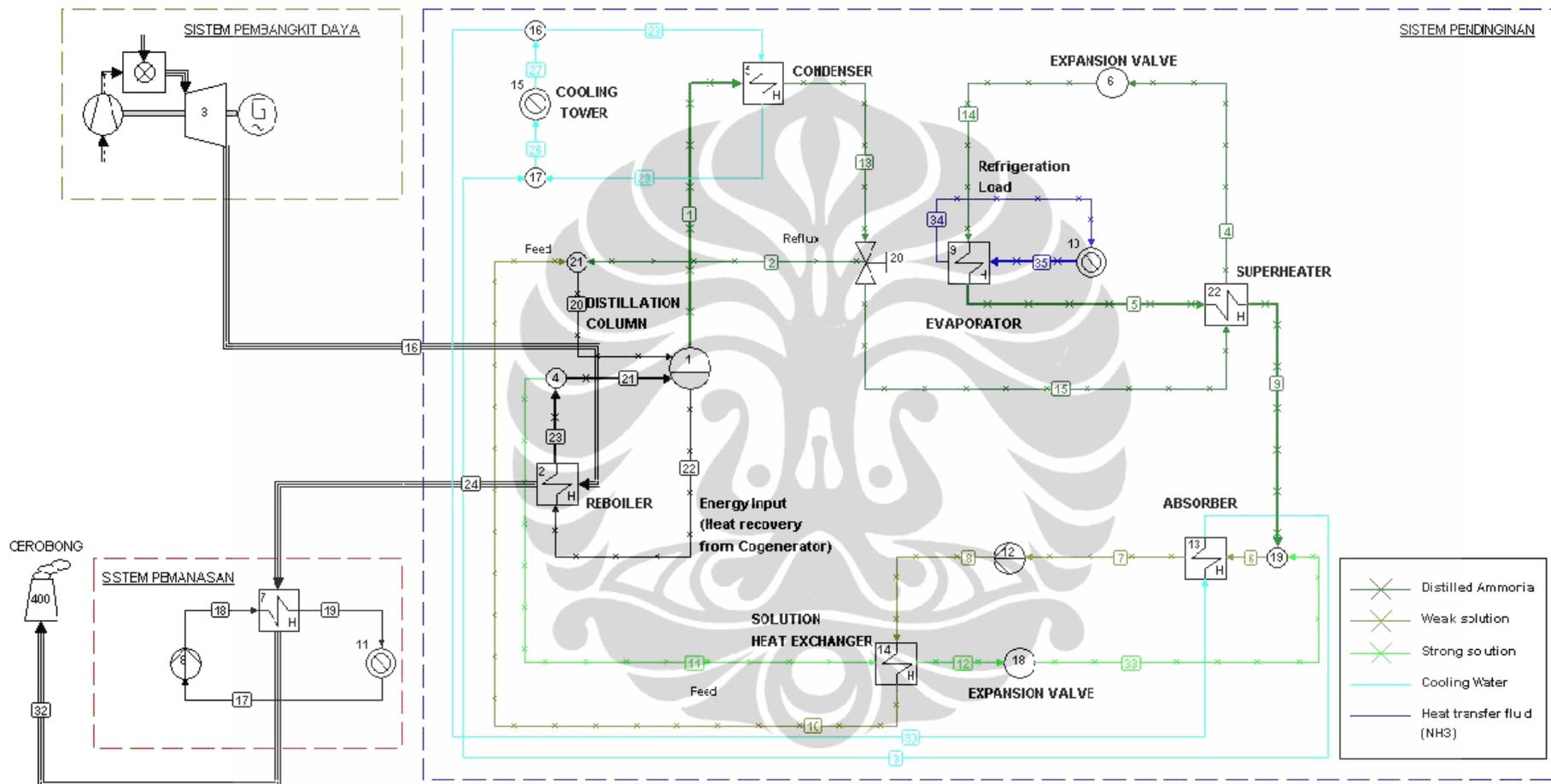
Pada sistem CCHP dapat digunakan beberapa model. Berikut akan dideskripsikan beberapa model CCHP dengan modifikasi pada *power system* yang telah diuraikan sebelumnya dapat menggunakan *Diesel engine*, *gas engine* dan turbin gas. Untuk perhitungan selanjutnya, digunakan persamaan-persamaan kesetimbangan energi seperti pada Bab II dan untuk perhitungan pada konfigurasi *power system* dengan turbin gas digunakan peranti lunak bantuan Cycle Tempo 5.0.

3.1.1 Konfigurasi Sistem CCHP dengan Turbin Gas

Pada konfigurasi ini, digunakan turbin gas sebagai *power system* penghasil listriknya. Untuk konfigurasi sistem pendingin absorpsinya seperti pada gambar berikut:



Gambar 3.1. Konfigurasi sistem Absorpsi [16].



Gambar 3.2. Model sistem CCHP pada *Cycle Tempo 5.0* dengan konfigurasi Turbin Gas sebagai *power system*.

Setelah mendapatkan model yang sesuai, langkah selanjutnya adalah menjalankan simulasi dengan peranti lunak *Cycle Tempo 5.0*. Sebelumnya ditentukan dahulu sesuai data-data yang ada parameter-parameter operasi aparatus masing-masing [17]. Pada simulasi ini pertama-pertama asumsi bahwa tidak ada kerugian-kerugian yang terjadi pada sistem.

1. Lingkungan [18]

Parameter-parameter lingkungan antara lain adalah temperatur (T_o), tekanan (p_o) adalah sebagai berikut:

$$T_o = 33 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_o = 1.013 \text{ bar.}$$

2. Sistem pembangkitan daya listrik.

Peranti lunak *Cycle Tempo 5.0* memiliki basis data berbagai macam dan merek turbin gas dari daya listrik 200 kW hingga 300.000 kW dan kita dapat memilih salah satunya untuk perhitungan selanjutnya. Di sini digunakan turbin gas *power rating* 334 kW dengan tekanan kompresor (p_{out}) = 11 bar dan beberapa parameter lainnya diambil dari [19] sebagai rujukan.

3. Sistem pendinginan

a. Generator (*Reboiler*)

$$T_{out\ 1} = \text{Temperatur keluar campuran} = 120 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$\Delta T_L = \text{Selisih temperatur campuran masuk dan gas asap keluar} = 105.8 \text{ }^\circ\text{C.}$$

b. Kondenser

$$\Delta T_L = \text{Selisih temperatur air pendingin masuk dengan amoniak murni keluar kondenser} = 25 \text{ }^\circ\text{C.}$$

c. Katup Ekspansi

$$p_{out} = \text{Tekanan keluar amoniak} = 2,83 \text{ bar.}$$

$$\Delta h = \text{Entalpi drop} = 0 \text{ (asumsi proses ekspansi ideal).}$$

d. *Absorber*

$$\Delta T_H = \text{Selisih temperatur air pendingin keluar dengan amonia masuk} = 15 \text{ }^\circ\text{C.}$$

e. *Regenerator*

$$\Delta T_L = \text{Selisih temperatur campuran masuk dari } absorber \text{ dengan campuran masuk dari generator} = 11,5 \text{ }^\circ\text{C.}$$

4. Sistem pemanasan

a. Parameter pada alat penukar kalor:

$T_{out\ 2}$ = temperatur gas asap keluar alat penukar kalor = 131,28 °C.

b. Parameter *heat sink*

p_{out} = tekanan air sebelum pompa = 1,013 bar.

T_{in} = temperatur air panas = 65 °C

T_{out} = temperatur air dingin = 25 °C.

c. Parameter pompa:

p_{out} = tekanan air panas = 5 bar.

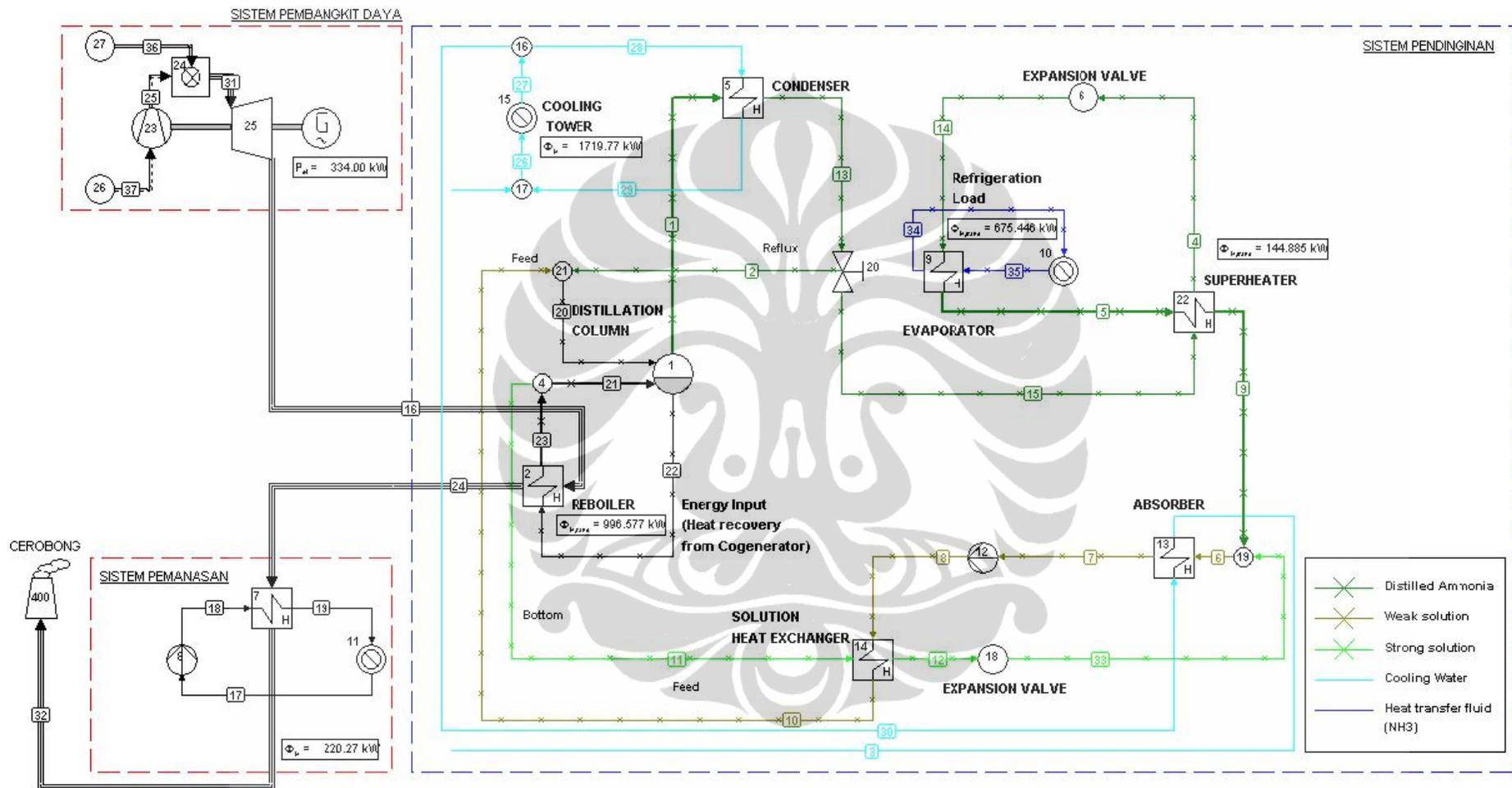
$\eta_{mekanis}$ = 0.99.

$\eta_{isentropi}$ = 0.65.

5. Cerobong

p_{in} = tekanan gas asap masuk cerobong = 1,013 bar.

Selanjutnya setelah melakukan input beberapa parameter untuk tiap-tiap apparatus, simulasi dapat dilakukan dengan peranti lunak. Hasil simulasi untuk sistem CCHP dengan bahan bakar gas alam adalah sebagai berikut:



Gambar 3.3. Perhitungan model sistem CCHP pada *Cycle Tempo 5.0* dengan konfigurasi Turbin Gas sebagai *power system*.

Dari hasil perhitungan dengan peranti lunak *Cycle Tempo 5.0* diperoleh:

- $\dot{Q}_f = 1.861,96 \text{ kW}$.
- $E_L = 334 \text{ kW}$.
- $\dot{Q}_{gen} = 996,57 \text{ kW}$.
- $\dot{Q}_L = 675,44 \text{ kW}$.
- $\dot{Q}_h = \text{Panas diserap pada sistem pemanas} = 220,27 \text{ kW}$.

Sehingga menggunakan persamaan (2.4) dan (2.9) dapat diperoleh:

- $\text{COP} = 0,67$.
- $\eta_{CCHP} = \frac{334(kW) + 996,57(kW) + 220,27(kW)}{1.861,96(kW)} = 83 \%$.

Di sini dapat diperoleh hubungan persentase energi ($x\dot{Q}$) yang diambil oleh masing-masing subsistem yaitu:

- Generator ($x\dot{Q}_{gen}$)
$$= \frac{\dot{Q}_{gen}}{\dot{Q}_f} \quad (3.1)$$

$$= \frac{996,57(kW)}{1.861,96(kW)}$$

$$= 53,5 \%$$

- Sistem pemanas ($x\dot{Q}_h$)
$$= \frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_f} \quad (3.2)$$

$$= \frac{220,27(kW)}{1.861,96(kW)}$$

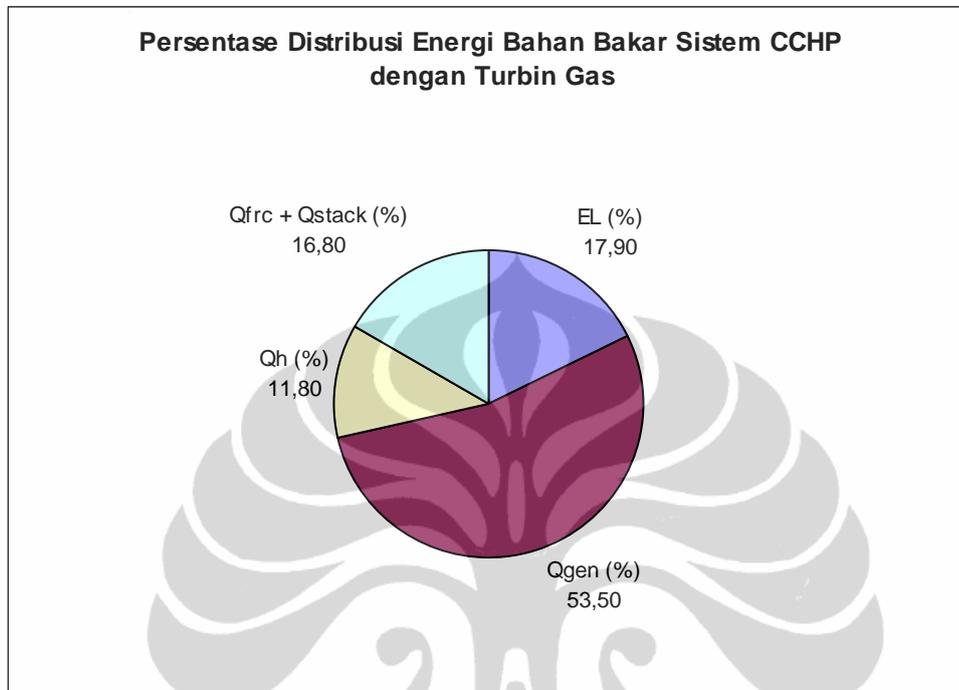
$$= 11,8 \%$$

- Sistem pembangkitan daya ($x E_L$)
$$= \frac{E_L}{\dot{Q}_f} \quad (3.3)$$

$$= \frac{334(kW)}{1.861,96(kW)}$$

$$= 17,9 \%$$

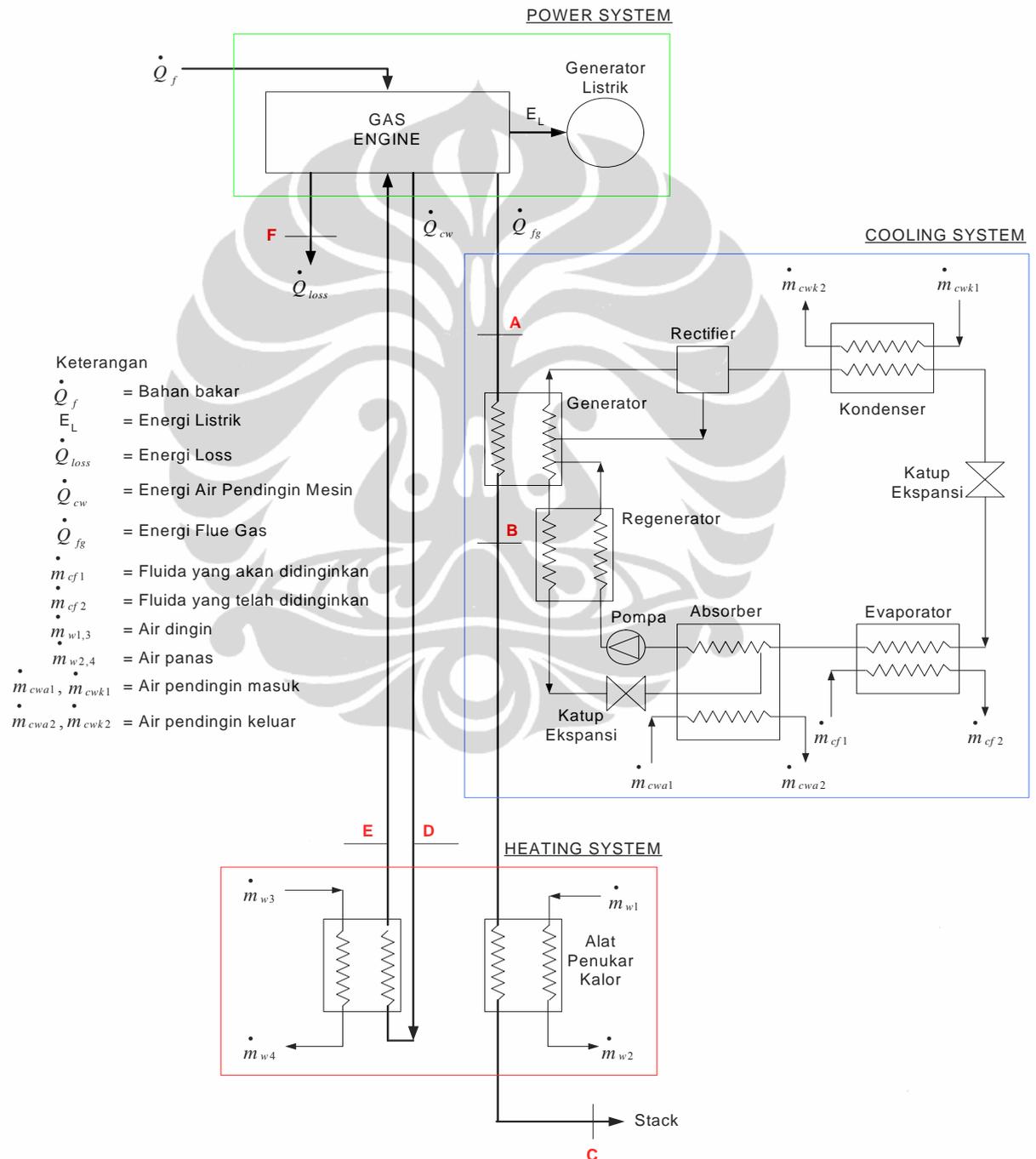
Persentase distribusi energi dari energi bahan bakar pada sistem CCHP dengan konfigurasi Turbin Gas adalah:



Gambar 3.4. Piechart distribusi energi bahan bakar sistem CCHP dengan Turbin Gas.

3.1.2 Konfigurasi Sistem CCHP dengan Gas Engine

Pada sistem CCHP dengan *Gas Engine*, konfigurasi adalah: saluran gas buang *Gas Engine* dihubungkan ke *generator* sistem pendingin absorpsi lalu selanjutnya gas buang menuju sistem pemanasan dan berakhir pada *stack*. Sistem pemanasan di sini juga mengambil panas yang dibawa oleh air pendingin dari *Gas Engine*. Konfigurasi sistem CCHP dengan *Gas Engine* adalah:



Gambar 3.5. Model sistem CCHP dengan konfigurasi *Gas Engine*.

Dari gambar 3.5 untuk titik F (\dot{Q}_{loss}) adalah energi yang dibuang dari *Gas Engine* ke pendingin oli dan energi yang hilang akibat radiasi dan konveksi ke lingkungan sekitarnya. Di sini energi yang terbangun ke pendingin oli dianggap termasuk energi yang hilang ke lingkungan karena tidak digunakan untuk keperluan lain. Dari persamaan kesetimbangan energi (2.8) diperoleh hubungan:

$$\dot{Q}_f = E_L + (\dot{Q}_A - \dot{Q}_B) + \left[(\dot{Q}_B - \dot{Q}_C) + (\dot{Q}_D - \dot{Q}_E) \right] + \dot{Q}_C + \dot{Q}_F \quad (3.4)$$

Di mana:

\dot{Q}_A = Energi *flue gas* masuk generator (kW).

\dot{Q}_B = Energi *flue gas* masuk sistem pemanas (kW).

\dot{Q}_C = Energi pada *flue gas* terbangun pada *stack* (kW).

\dot{Q}_D = Energi pada air pendingin dari *Gas Engine* (kW).

\dot{Q}_E = Energi pada air pendingin kembali ke *Gas Engine* (kW)¹.

Q_{loss} = Energi hilang ke lingkungan dan tidak dimanfaatkan (kW).

Dari [6] diperoleh temperatur pada masing-masing titik yaitu: $T_A = 420^\circ\text{C}$, $T_C = 60^\circ\text{C}$, $m_{fg} = 5.56 \text{ kg/s}$ diperoleh panas jenis *flue gas* $Cp_{fg} = 0,93 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$ dan diambil untuk $T_B = 200^\circ\text{C}$, $T_D = 80^\circ\text{C}$ dan $T_E = 40^\circ\text{C}$. Karena $\dot{Q}_E = 0$ sehingga

$\dot{Q}_D = \dot{Q}_{cw}$ dan laju aliran air pendingin *Gas Engine* adalah:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{cw} &= \frac{\dot{Q}_{cw}}{Cp_{air} \times (T_D - T_E)} \\ &= \frac{1.360}{4,178 \times (80 - 40)} \\ &= 8,12 \text{ kg/s.} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Di sini dapat diperoleh hubungan persentase energi ($x\dot{Q}$) yang diambil oleh masing-masing subsistem yaitu:

¹ Energi pada air pendingin menuju *Gas Engine* dianggap $Q_E = 0$.

$$\begin{aligned}
 \bullet \text{ Generator (x } \dot{Q}_{gen} \text{)} &= \frac{\dot{Q}_{gen}}{\dot{Q}_F} & (3.6) \\
 &= \frac{\dot{Q}_A - \dot{Q}_B}{\dot{Q}_F} \\
 &= \frac{\dot{m}_{fg} \times Cp_{fg} \times (T_A - T_B)}{\dot{Q}_F} \\
 &= \frac{5,56 \times 0,93 \times (420 - 200)}{7.520} \\
 &= 18,06 \%.
 \end{aligned}$$

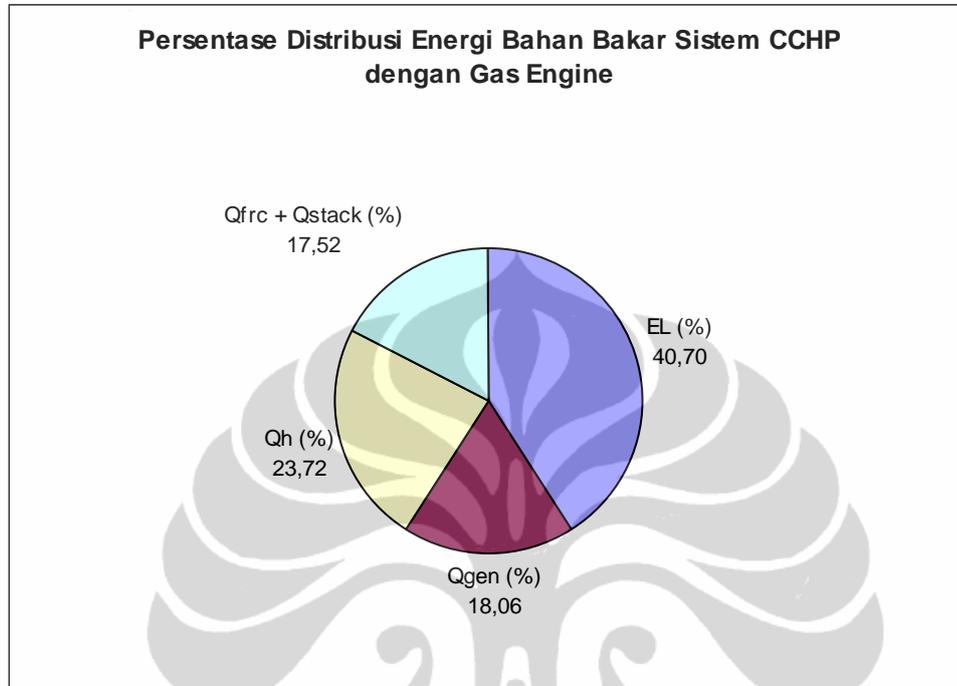
$$\begin{aligned}
 \bullet \text{ Sistem pemanas (x } \dot{Q}_h \text{)} &= \frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_f} & (3.7) \\
 &= \frac{(\dot{Q}_B - \dot{Q}_C) + (\dot{Q}_D - \dot{Q}_E)}{\dot{Q}_F} \\
 &= \frac{\left[\dot{m}_{fg} \times Cp_{fg} \times (T_B - T_C) \right] + 1.360}{\dot{Q}_F} \\
 &= \frac{[5,56 \times 1,08 \times (200 - 131)] + 1.360}{7.520} \\
 &= 23,72 \%.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \bullet \text{ Sistem pembangkitan daya (xE}_L \text{)} &= \frac{E_L}{\dot{Q}_f} & (3.8) \\
 &= \frac{3.060}{7.520} \\
 &= 40,7 \%.
 \end{aligned}$$

Dengan persamaan (2.9), maka efisiensi total sistem CCHP dengan konfigurasi *Gas Engine* ini menjadi:

$$\begin{aligned}
 \eta_{CCHP} &= 18,06 + 23,72 + 40,7 \\
 &= 82,48 \%.
 \end{aligned}$$

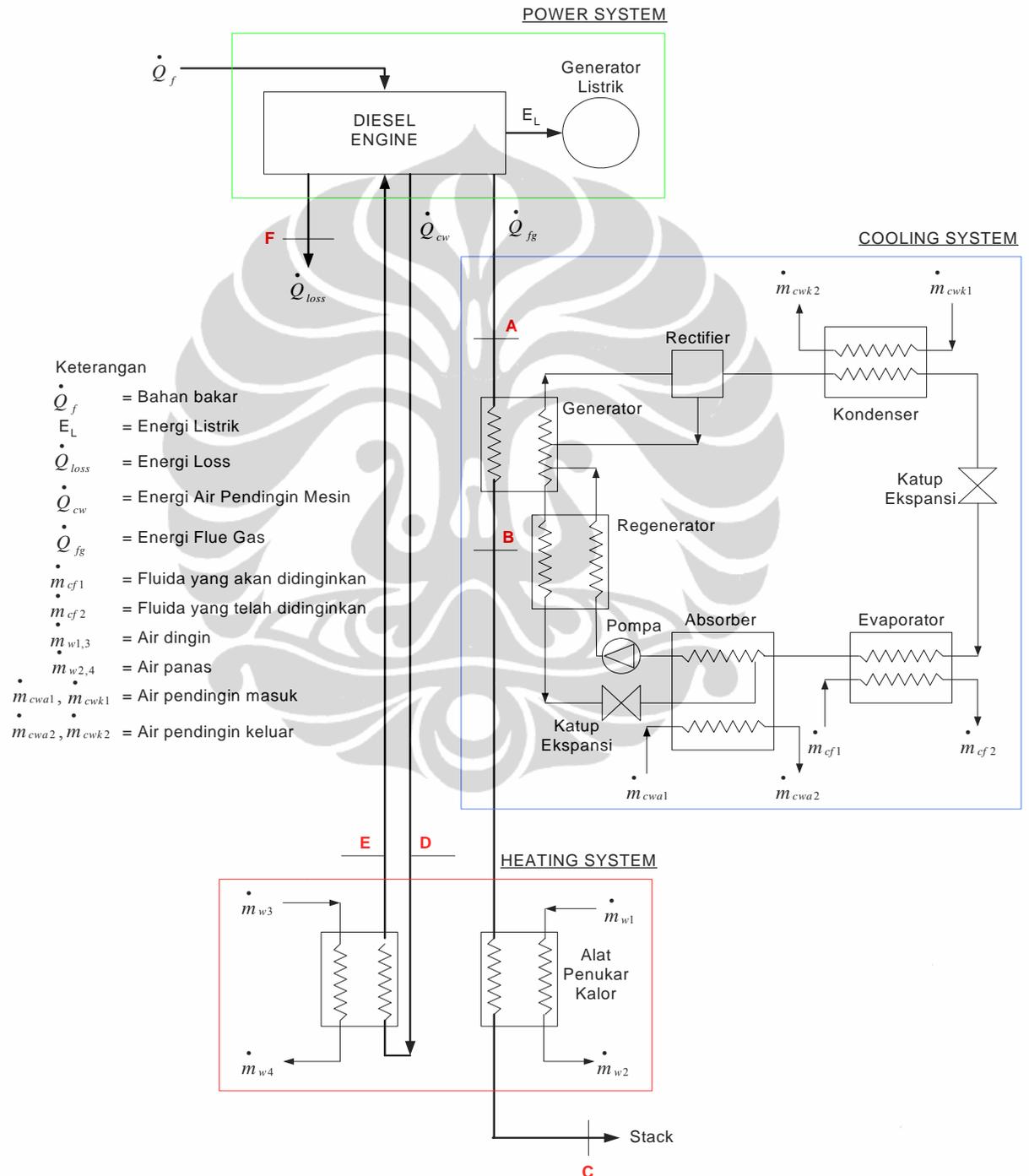
Persentase distribusi energi dari energi bahan bakar pada sistem CCHP dengan konfigurasi *Gas Engine* adalah:



Gambar 3.6. Piechart distribusi energi bahan bakar sistem CCHP dengan *Gas Engine*.

3.1.3 Konfigurasi Sistem CCHP dengan Diesel Engine

Pada konfigurasi sistem CCHP dengan *Diesel Engine* adalah sama dengan konfigurasi menggunakan *Gas Engine* di mana untuk sistem pemanasan juga mengambil panas yang dibawa oleh air pendingin berasal dari *Diesel Engine* seperti pada gambar berikut:



Gambar 3.7. Model sistem CCHP dengan konfigurasi *Diesel Engine*.

Untuk mendapatkan hubungan berupa persentase energi yang diserap oleh tiap-tiap subsistem pada konfigurasi dengan *Diesel Engine*, pertama-pertama diambil contoh dengan menggunakan *Diesel Engine* dengan daya listrik 1.000 kW. Dengan persamaan (2.2) dan [5] lalu dengan asumsi efisiensi generator listrik (η_{gen}) diperoleh:

$$E_L = \eta_{gen} \times bp \quad (3.9)$$

$$bp = \frac{E_L}{\eta_{gen}} = \frac{1.000}{0.9} = 1.111,11 \text{ kW.}$$

Sehingga akan diperoleh:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_f &= \frac{100}{35} \times 1.111,11 \\ &= 3.174,6 \text{ kW.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cw} &= \frac{100}{20} \times 1.111,11 \\ &= 634,92 \text{ kW.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{fg} &= \frac{100}{35} \times 1.111,11 \\ &= 3.174,6 \text{ kW.} \end{aligned}$$

Dengan nilai kalor bahan bakar [21] adalah = 38,6 MJ/liter diperoleh konsumsi bahan bakar $fc = 0,082 \text{ kg/s}$. Dan untuk pembakaran dalam *Diesel Engine* umumnya dibutuhkan paling tidak udara sebanyak 40 kali dari konsumsi bahan bakar [22] sehingga aliran pada *flue gas* adalah:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{fg} &= fc + 40 \cdot fc \\ &= 0,082 + 3,28 \\ &= 3,37 \text{ kg/s.} \end{aligned} \quad (3.10)$$

Temperatur *flue gas Diesel Engine* umumnya adalah [23] antara 300°C - 600°C. Di sini diambil asumsi $T_A = 450^\circ\text{C}$, dan dapat diperoleh nilai panas jenis *flue gas*:

$$\begin{aligned} Cp_{fg} &= \frac{\dot{Q}_{fg}}{\dot{m}_{fg} \cdot T_A} \\ &= \frac{3.174,6}{3,37 \times 450} = 0,732 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C.} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Dengan mengambil asumsi yang sama dengan *Gas Engine* untuk temperatur-temperatur pada T_B , T_C , T_D , dan T_E diperoleh persentase energi yang diserap pada tiap-tiap subsistem yaitu:

$$\bullet \text{ Generator (x } \dot{Q}_{gen} \text{)} = \frac{\dot{Q}_{gen}}{\dot{Q}_f} \quad (3.12)$$

$$= \frac{\dot{Q}_A - \dot{Q}_B}{\dot{Q}_F}$$

$$= \frac{\dot{m}_{fg} \times Cp_{fg} \times (T_A - T_B)}{Q_F}$$

$$= \frac{3,37 \times 0,732 \times (450 - 200)}{3.174,6}$$

$$= 19,4 \%$$

$$\bullet \text{ Sistem pemanas (x } \dot{Q}_h \text{)} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_f} \quad (3.13)$$

$$= \frac{(\dot{Q}_B - \dot{Q}_C) + (\dot{Q}_D - \dot{Q}_E)}{\dot{Q}_F}$$

$$= \frac{\left[\dot{m}_{fg} \times Cp_{fg} \times (T_B - T_C) \right] + 634,92}{3.174,6}$$

$$= \frac{[3,37 \times 0,732 \times (200 - 131)] + 634,92}{3.174,6}$$

$$= 25,34 \%$$

$$\bullet \text{ Sistem pembangkitan daya (xE}_L \text{)} = \frac{E_L}{\dot{Q}_f} \quad (3.14)$$

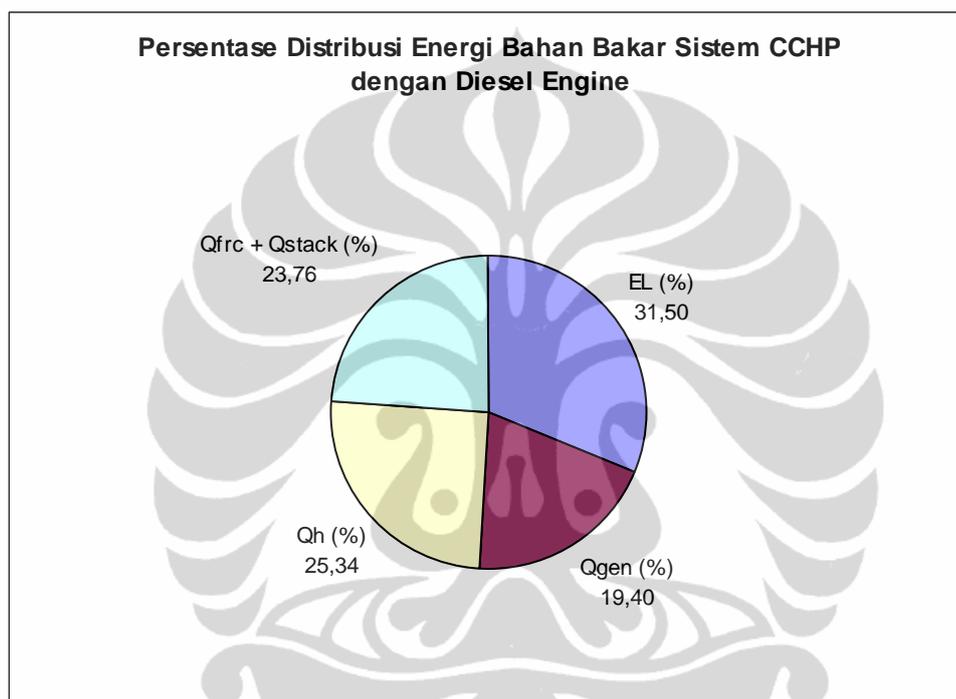
$$= \frac{1.000}{3.174,6}$$

$$= 31,5 \%$$

Dengan persamaan (2.9), maka efisiensi total sistem CCHP dengan konfigurasi *Diesel Engine* ini menjadi:

$$\begin{aligned}\eta_{CCHP} &= 19,44 + 25,34 + 31,5 \\ &= 76,28 \text{ \%}.\end{aligned}$$

Persentase distribusi energi dari energi bahan bakar pada sistem CCHP dengan konfigurasi *Diesel Engine* adalah:



Gambar 3.8. Piechart distribusi energi bahan bakar sistem CCHP dengan *Diesel Engine*.

3.2 DATA-DATA PENELITIAN

Sebuah hotel umumnya membutuhkan tiga kebutuhan pokok akan daya yaitu: listrik, pendinginan dan pemanasan dalam pengoperasiannya sehari-hari. Hotel “X” di mana penulis melakukan survei, dalam memenuhi kebutuhan daya tersebut di atas bergantung pada dua sumber utama yaitu listrik sebagai sumber daya untuk penerangan, alat-alat elektronik, pendinginan, dan lainnya dan untuk pemanas menggunakan bahan bakar solar dan pemanas listrik.

Hotel “X” dikelompokkan menjadi dua bangunan utama yaitu hotel dan fasilitas pendukungnya yaitu club yang masih di bawah satu manajemen. Untuk daya listrik, masing-masing mempunyai saluran sendiri dari PLN.

1. Hotel

Hotel terdiri dari ruang *non public room* yang terdiri dari 217 kamar hotel dan 48 *cottage* dan *public room* sebanyak 48 ruangan. Daya listrik terpasang adalah 1250 kVA dengan tegangan 20 kV.

2. Club

Club sebagai fasilitas penunjang hotel mempunyai 42 ruangan dengan daya listrik terpasang 625 kVA dengan tegangan 20 kV.

3.2.1 Data Kebutuhan Daya Listrik

Kebutuhan daya listrik untuk hotel dan *club* diperoleh dari rekening tagihan listrik bulanan masing-masing. Di sini tercatat jumlah energi listrik yang dihabiskan oleh masing-masing dalam kWh. Pencatatan kWh menurut golongan pelanggan ini yaitu B3 dihitung berdasarkan pada waktu Luar Waktu Beban Puncak (LWBP) dan Waktu Beban Puncak (WBP). *Stand* meter yang digunakan untuk golongan ini didesain agar dapat menghitung energi listrik yang digunakan berdasarkan pada waktunya. Waktu beban puncak adalah selama 4 jam dalam satu hari yaitu pukul 18.00 – 22.00. Untuk hotel, total tagihan di sini adalah kebutuhan listrik untuk penerangan dan lainnya (*non cooling*) ditambah kebutuhan untuk pendinginan ruangan (*cooling*). Sedangkan untuk *club*, total tagihan adalah kebutuhan total keseluruhan beban (listrik, pendingin dan pemanas).

Total kebutuhan listrik untuk hotel:

Tabel III.1. Total kebutuhan energi listrik untuk hotel

Waktu	Data Pembacaan <i>Stand Meter</i> (kWh)		
	kWh LWBP	kWh WBP	kVArh
Juli 2007	278.480	66.520	193.680
Agustus 2007	279.340	69.660	192.060
Oktober 2007	261.420	60.520	176.540

Sumber: Informasi Tagihan Listrik, Departemen Engineering Hotel.

Total kebutuhan listrik untuk *club*:

Tabel III.2. Total kebutuhan energi listrik untuk *club*

Waktu	Data Pembacaan <i>Stand Meter</i> (kWh)		
	kWh LWBP	kWh WBP	kVArh
Juni 2007	139.024	42.696	30.808
Juli 2007	77.080	22.752	15.664
Agustus 2007	136.528	41.544	28.840
Oktober 2007	119.176	33.712	23.632

Sumber: Informasi Tagihan Listrik, Departemen Engineering Hotel.

3.2.2 Data Kebutuhan Pendinginan

Untuk mengetahui kebutuhan pendinginan / beban pendinginan, dicatat untuk masing-masing hotel dan *club* ruangan apa saja yang menggunakan pendingin ruangan (AC), dan daya pendingin ruangan terpasang.

Beban daya listrik pendinginan untuk ruangan hotel adalah sebagai berikut:

Tabel III.3. Jumlah ruangan dan daya AC terpasang hotel.

	Jenis Ruang	Jumlah Ruang	Jumlah AC tiap ruang	Daya AC terpasang (PK)	Total Daya AC (PK)
HOTEL	I. Non Public Room				
	Kamar Hotel	217	1	1	217
	Cottage	48	1	1	48
	II. Public Room				
	Lobby	2	1	10	20
	Gardenia Restaurant	2	1	5	10
	Busines Centre I	1	1	3	3
	Busines Centre II	1	2	1	2
	Palm Restaurant	3	1	10	30
	Ebony Ballroom	4	1	8	32
	Kitchen Office	1	1	1	1
	Sales Office	5	1	3	15
	RJ's Bar	3	1	10	30
	Mezanine	8	1	1	8
	HRD	1	1	5	5
	Laundry	1	1	1	1
	Receiving Office	2	1	1	2
	Kantin I	4	1	1	4
	Kantin II	1	1	4	4
	Locker Staff	3	1	1	3
	Control Room	2	1	1	2
	PABX Room	1	1	5	5
	Elevator	2	1	1	2
	Garbage	1	1	1	1

Sumber: Departemen Engineering Hotel

Dari tabel di atas dapat diperoleh total daya AC terpasang keseluruhan ruangan untuk hotel yaitu sebesar:

$$\begin{aligned}
 \text{Total daya AC} &= \text{total daya AC non public room} + \text{total daya AC public room} \\
 &= 265 \text{ PK} + 180 \text{ PK} \\
 &= 445 \text{ PK.}
 \end{aligned}$$

Diperoleh informasi juga dari sumber yang sama seperti tabel di atas bahwa rata-rata kamar hotel dan *cottage* yang disewa oleh tamu adalah sekitar 70% tiap bulannya. Sehingga beban daya untuk pendingin rata-rata adalah:

$$\begin{aligned}
 \text{Beban Daya AC rata-rata} &= \frac{70}{100}(265) + 180 \\
 &= 366 \text{ PK.}
 \end{aligned}$$

Sedangkan dengan cara yang sama dapat diperoleh beban pendingin untuk ruangan *club* yaitu sebagai berikut:

Tabel III.4. Jumlah ruangan dan daya AC terpasang *club*.

	Jenis Ruang	Jumlah Ruang	Jumlah AC tiap ruang	Daya AC terpasang (PK)	Total Daya AC (PK)
CLUB	Mahagoni Ballroom I	4	1	1	4
	Mahagoni Ballroom II	4	1	20	80
	Mezanine	3	1	3	9
	Hokaido Restaurant I	2	1	1	2
	Hokaido Restaurant II	2	1	10	20
	Kitchen	5	1	1	5
	Panda Club I	2	1	3	6
	Panda Club II	2	1	5	10
	Proshop	1	1	3	3
	Salon	3	1	2	6
	Male Locker Room	2	1	5	10
	Female Locker Room	2	1	5	10
	Gymnasium I	5	1	1	5
	Gymnasium II	2	1	15	30
	Sport Desk	2	1	5	10
Billyard	1	1	3	3	

Sumber: Departemen Engineering Hotel

Dari tabel di atas dapat diperoleh total beban daya AC terpasang keseluruhan ruangan untuk *club* yaitu sebesar:

Total Daya AC = 213 PK.

3.2.3 Data Kebutuhan Pemanasan

Pemanas digunakan untuk memanaskan air untuk berbagai macam keperluan antara lain mandi dan mencuci pakaian. Hotel menggunakan ketel berbahan bakar solar dan untuk *club* menggunakan pemanas listrik untuk menghasilkan uap sebagai keperluan fasilitas sauna.

Awalnya dihitung dari jumlah (dalam m³) konsumsi air rata-rata untuk hotel maupun *club*. Dari [20] diperoleh bahwa temperatur air panas rata-rata yang digunakan pada hotel adalah 65 °C, sehingga dapat diperhitungkan kalor yang diperlukan sistem pemanas seperti pada Lampiran I. Berikut ini adalah daftar tagihan air untuk periode satu tahun pada tahun 2007:

Tabel III.5. Konsumsi air hotel dan *club* tiap bulan.

MONTH	WATER (M ³)	
	HOTEL	CLUB
JAN	12717	6922
FEB	13377	6286
MAR	11854	7370
APR	12248	7337
MAY	12735	8051
JUN	13762	7265
JUL	12861	4215
AUG	18296	4215
SEP	8631	9729
OCT	11305	7720
NOV	12129	9002
DES	13160	8806
TOTAL	153.075	86.918
RATA-RATA	12.756,25	7243.16
RATA-RATA per hari	419,38	238,13

Sumber: Departemen Engineering Hotel

Dari Lampiran I:

Air panas rata-rata per bulan = 7.929.151,2 liter.

Jumlah energi yang digunakan dalam sebulan untuk pemanasan air:

$$Q_{total} = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (3.15)$$

$$Q_{total} = 7.929.151,2(\text{kg}) \cdot 4,2\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}\right) \cdot (65 - 25)(^\circ\text{C})$$

$$Q_{total} = 1.332.097.401,60 \text{ kJ rata-rata tiap bulan.}$$

Sedangkan untuk keperluan pemanasan pada *club* menggunakan pemanas listrik berjumlah 3 buah masing-masing berdaya 4 kW, sehingga total daya pemanas listrik pada *club* adalah sebesar 12 kW.

3.2.4 Distribusi Beban

Distribusi beban perlu dihitung untuk mengetahui jumlah masing-masing beban (listrik, pendinginan, pemanasan) yang selanjutnya dikalkulasi pada model CCHP.

1. Hotel

Beban untuk listrik di sini adalah akibat beban *non cooling* (penerangan, alat-alat elektronik dan lainnya) dan beban *cooling* (beban untuk mengoperasikan pendingin ruangan). Dari tabel III.1 diperoleh konsumsi energi listrik (dalam kWh) rata-rata tiap bulan yaitu:

$$\text{LWBP (kWh)} = \frac{278.480 + 279.340 + 261.420}{3} = 273.080 \text{ kWh.}$$

$$\text{WBP (kWh)} = \frac{66.520 + 69.660 + 60.520}{3} = 65.566,67 \text{ kWh.}$$

$$\text{kVAr (kWrh)} = \frac{193.680 + 192.060 + 176.540}{3} = 187.426,67 \text{ kWrh.}$$

Lamanya waktu Beban Puncak (WBP) dan Luar Waktu Beban Puncak (LWBP) dalam satu bulan adalah:

$$t\text{WBP} = 4\left(\frac{\text{jam}}{\text{hari}}\right) \times 30(\text{hari}) = 120 \text{ jam.}$$

$$t\text{LWBP} = 20\left(\frac{\text{jam}}{\text{hari}}\right) \times 30(\text{hari}) = 600 \text{ jam.}$$

Sedangkan kVArh adalah total energi akibat adanya beban semu selama satu bulan akibat pengoperasian peralatan menggunakan motor listrik. Ini tetap menjadi beban ke sistem, namun tidak dihitung ke dalam tagihan listrik sampai batas tertentu yang ditentukan oleh PLN. Beban ini dianggap ada terus menerus selama satu bulan sehingga total waktu untuk beban ini adalah:

$$t\text{kVArh} = 24\left(\frac{\text{jam}}{\text{hari}}\right) \times 30(\text{hari}) = 720 \text{ jam.}$$

Jadi total kebutuhan daya listrik rata-rata untuk hotel berdasar waktu [24]:

$$P_{WBP} = \sqrt{\left(\frac{WBP(kWh)}{tWBP}\right)^2 + \left(\frac{kVArh(kWrh)}{tkVArh(h)}\right)^2} \quad (3.16)$$

$$P_{WBP} = \sqrt{\left(\frac{65.566,67(kWh)}{120(h)}\right)^2 + \left(\frac{187.426,67(kWrh)}{720(h)}\right)^2}$$

$$P_{WBP} = 605,23 \text{ kW}$$

Dengan cara seperti di atas, diperoleh kebutuhan listrik pada LWBP:

$$P_{LWBP} = 524,32 \text{ kW.}$$

Untuk pendinginan hotel, pendingin ruangan rata-rata yang digunakan adalah sebesar 366 PK. Jika AC ini aktif semuanya dan faktor konversi 1 PK = 745,7 W, maka total kebutuhan listrik untuk pendingin ruangan (*cooling*) adalah:

$$P_{cooling(e)} = 366 \times 745,7W$$

$$P_{cooling(e)} = 272.926,2 \text{ W}$$

$$= 272,93 \text{ kW.}$$

Efek pendinginan (*cooling effect*) dengan faktor konversi 1 PK = 2,8 kW_(th) AC diperoleh:

$$P_{cooling(th)} = 366PK \times 2,8 \frac{kW}{PK}$$

$$= 1.024,8 \text{ kW.}$$

Sehingga dapat diperoleh kebutuhan listrik untuk *non cooling* berdasarkan pada waktu yaitu sebesar:

$$P_{WBP(e)} = P_{WBP} - P_{cooling(e)} \quad (3.17)$$

$$= 605,23 \text{ kW} - 272,93 \text{ kW}$$

$$= 332,3 \text{ kW.}$$

$$P_{LWBP(e)} = P_{LWBP} - P_{cooling(e)} \quad (3.18)$$

$$= 524,32 \text{ kW} - 272,93 \text{ kW}$$

$$= 251,39 \text{ kW.}$$

Perhitungan daya ketel untuk pemanas air diambil asumsi awal bahwa ketel beroperasi penuh selama 24 jam tiap hari, sehingga:

$$\begin{aligned}
 P_{heating} &= \frac{Q_{total} (kJ)}{60 \times 60 \times 24 \times 30(s)} & (3.19) \\
 &= \frac{1.332.097.401,6 (kJ)}{2.592.000(s)} \\
 &= 513,93 \text{ kW}.
 \end{aligned}$$

2. Club

Dengan cara perhitungan yang sama dengan persamaan (3.2) seperti hotel di atas, diperoleh untuk *club*:

Total kebutuhan daya listrik rata-rata untuk *club*:

$$P_{WBP} = 295,14 \text{ kW}.$$

$$P_{LWBP} = 199,57 \text{ kW}.$$

Kebutuhan listrik untuk pendingin ruangan (*cooling*):

$$\begin{aligned}
 P_{cooling(e)} &= 213 \times 745,7W \\
 &= 158,84 \text{ kW}.
 \end{aligned}$$

Efek pendinginan (*cooling effect*) AC diperoleh:

$$\begin{aligned}
 P_{cooling(th)} &= 213PK \times 2,8 \frac{kW}{PK} \\
 &= 596,4 \text{ kW}.
 \end{aligned}$$

Sehingga dapat diperoleh kebutuhan listrik untuk *non cooling* berdasarkan pada waktu yaitu sebesar:

$$\begin{aligned}
 P_{WBP(e)} &= 295,14 \text{ kW} - 158,84 \text{ kW} \\
 &= 136,3 \text{ kW}.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P_{LWBP(e)} &= 199,57 \text{ kW} - 158,84 \text{ kW} \\
 &= 40,73 \text{ kW}.
 \end{aligned}$$

Di sini *club* dalam memenuhi kebutuhan pemanasan menggunakan pemanas listrik sebesar 12 kW, jadi kebutuhan listrik untuk *non cooling* adalah termasuk kebutuhan untuk pemanas. Kebutuhan pemanas ini relatif kecil, sehingga untuk *club* kebutuhan pemanas tetap menggunakan listrik.

Sehingga distribusi beban total untuk hotel dan *club* seperti pada tabel berikut:

Tabel III.6. Distribusi beban hotel dan *club*.

	Listrik (kW) ²		Pendingin			Pemanas (kW _{th})
	LWBP	WBP	(kW _e)	(PK)	(kW _{th})	
HOTEL	251,39	332,3	272,93	366	1.024,8	513,93
CLUB	40,73	136,3	158,84	213	596,4	-
TOTAL	292,12	468,6	431,77	579	1.621,2	513,93



² Kebutuhan listrik untuk beban *non cooling* dan pemanasan (pada *club*), antara lain penerangan, alat-alat elektronik dan lainnya.