

BAB III

PEMODELAN SIKLUS KALINA DENGAN *CYCLE*

TEMPO 5.0

3.1 SIKLUS KALINA 2 MW

Sistem siklus Kalina 34 atau (KCS 34) digunakan dalam pembuatan pembangkit daya dan dirancang oleh Dr. Alexander Kalina yang khusus diperuntukkan pada medium entelpi rendah. Skemanya dapat dilihat pada gambar dibawah ini. Komponen utama dalam pembangkit daya ini adalah turbin dan generator uap, evaporator, separator, condenser, recuperator exchanger dan feed pump.

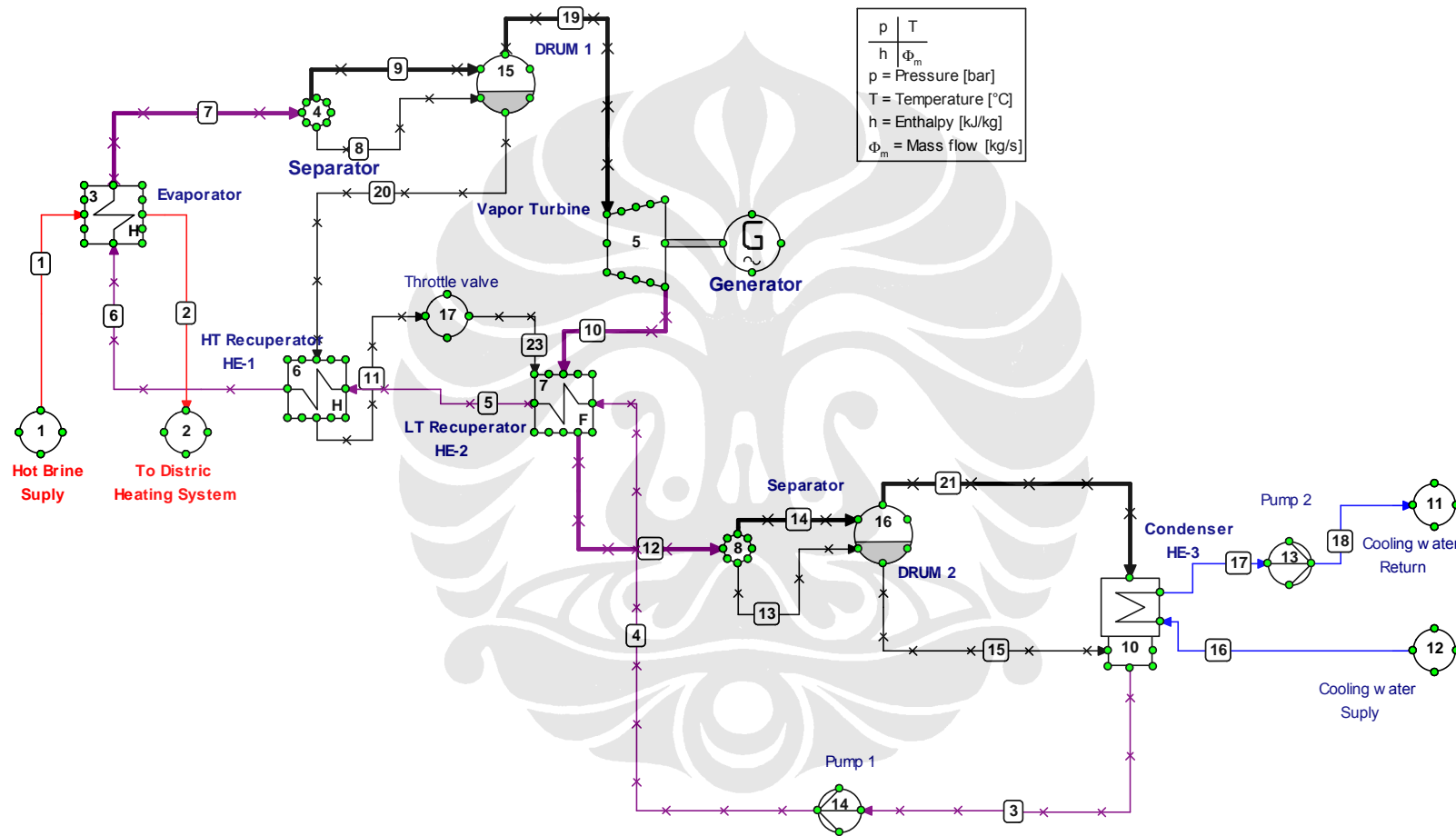
Pemanfaatan Siklus Kalina bertujuan untuk meningkatkan efisiensi total Pembangkit Listrik Panas Bumi dengan cara membangkitkan sejumlah tenaga dari *brine water* sebelum diinjeksikan kembali ke dalam bumi. Proses perhitungan dan pemodelan bertujuan untuk mencari daya maksimum dan efisiensi maksimum yang dapat dicapai pada pemanfaatan *brine water*.

Campuran dasar dari *ammonia-water* yang digunakan adalah 82 % *ammonia*. Nilai efisiensi diperoleh dari proses perpindahan kalor di evaporator dan pelepasan kalor di condenser. Efisiensi tambahan diperoleh dari recuperator exchanger. Keuntungan ini didapat dari variasi unik dari karakter pendidihan dan pengembunan pada fluida kerja campuran *ammonia-water*.

1. Evaporator 1, tipe *heat exchanger* nomor 3.
2. Vapor turbine terhubung dengan generator, tipe *back pressure turbine* nomor 5.
3. Higher Temperature (HT) Recuperator, tipe *heat exchanger* nomor 7.
4. Lower Temperatur (LT) Recuperator, tipe *heat exchanger* nomor 6.
5. Drain Tank, untuk separasi tipe *drum* nomor 15 dan 16.
6. Throttle valve, nomor 17.
7. Condenser, tipe *heat exchnager* nomor 10.
8. Pompa ammonia / *feed pump*, tipe *liquid pump* nomor 14.
9. Pompa *cooling water*, tipe *liquid pump* nomor 13.

Aliran brine water ditandai oleh pipa berwarna merah dari *brine water suply* nomor 1 hingga *distric heating* nomor 2. Aliran cooling water ditandai pipa berwarna biru dari *cooling water suply* nomor 12 hingga masuk lagi ke *heat cooling water return* nomor 11.

Node nomor 4 dan 8 berfungsi sebagai *ammonia-water splitter unit* yang akan mengalir ke Drum yang keduanya adalah fungsi dari separator. Sistem siklus Kalina ini akan dibuat didalam simulasi dengan menggunakan Cycle Tempo 5.0 dan memperhatikan setiap input dan output pada skema diatas.



Gambar 3.2. Skema pemodelan KCS 34 dengan Cycle Tempo 5.0

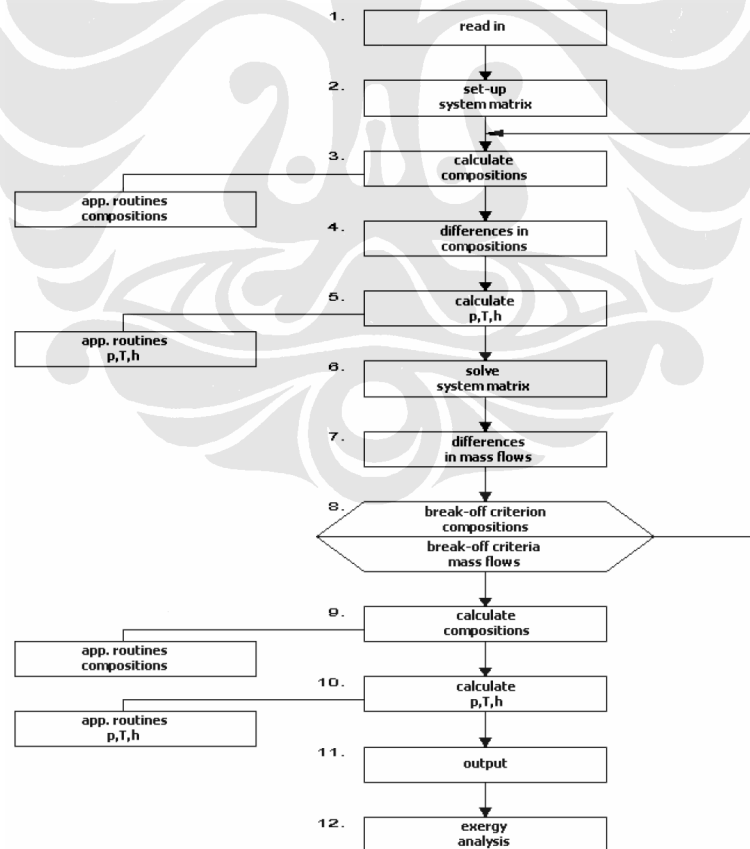
3.3 PROSES PERHITUNGAN DENGAN *CYCLE TEMPO 5.0*

Setelah membuat model sistem seperti gambar maka langkah selanjutnya adalah melakukan perhitungan yang melibatkan perhitungan energi, exergi dan kesetimbangan massa. Berbagai persamaan yang dipersiapkan antara lain :

Persamaan :

1. Kesetimbangan massa pada Evaporator.
2. Kesetimbangan massa dan energi pada Turbin.
3. Kesetimbangan massa total pada Kondenser.
4. Kesetimbangan massa air pendingin pada Kondenser.
5. Kesetimbangan massa dan energi pada HT Recuperator, LT Recuperator.
6. Kesetimbangan massa pada *Feed Pump*.
7. Kesetimbangan massa pada *Cooling Water Pump*.

Secara garis besar proses perhitungan kalkulasi termodinamik *Cycle Tempo5.0* seperti pada gambar berikut.



Gambar 3.3. Diagram Proses Perhitungan *Cycle Tempo*

3.4 PROSES PERHITUNGAN EXERGI PADA CYCLE TEMPO 5.0

Proses perhitungan energi melibatkan proses perhitungan energi masuk, perhitungan energi keluar, perhitungan konsumsi energi, dan perhitungan efisiensi sistem.

3.4.1 Kestimbangan Energi pada Heat Exchanger dan Kondenser

Persamaan energi atau heat transmit adalah

$$P = E(i) = \sum_{j=1}^n (h_{in}(j) \cdot \Phi_{m,in}(j)) - \sum_{j=1}^n (h_{out}(j) \cdot \Phi_{m,out}(j)) \dots\dots\dots (3.1)$$

Contoh perhitungan energi pada Evaporator :

Data input :

Brine water

$T_1 = 121^{\circ}\text{C}$

$P_1 = 10 \text{ bar}, h_1 = 508.59 \text{ kJ/kg}, \text{ mass flow} = 90 \text{ kg/s}$

Data pipa 2

$T_2 = 80^{\circ}\text{C}$

$P_2 = 10 \text{ bar}, h_2 = 335.71 \text{ kJ/kg}, \text{ mass flow} = 90 \text{ kg/s}$

Data pipa 7

$T_7 = 118^{\circ}\text{C}$

$P_7 = 31.1 \text{ bar}, h_7 = 1138.49 \text{ kJ/kg}, \text{ mass flow} = 16.444 \text{ kg/s}$

Data pipa 6

$T_6 = 67^{\circ}\text{C}$

$P_6 = 32.4 \text{ bar}, h_6 = 192.29 \text{ kJ/kg}, \text{ mass flow} = 16.444 \text{ kg/s}$

Heat transmit

$$Q_t = \dot{m}_1 (h_1 - h_2)$$

$$Q_t = 90(508.59 - 335.71)$$

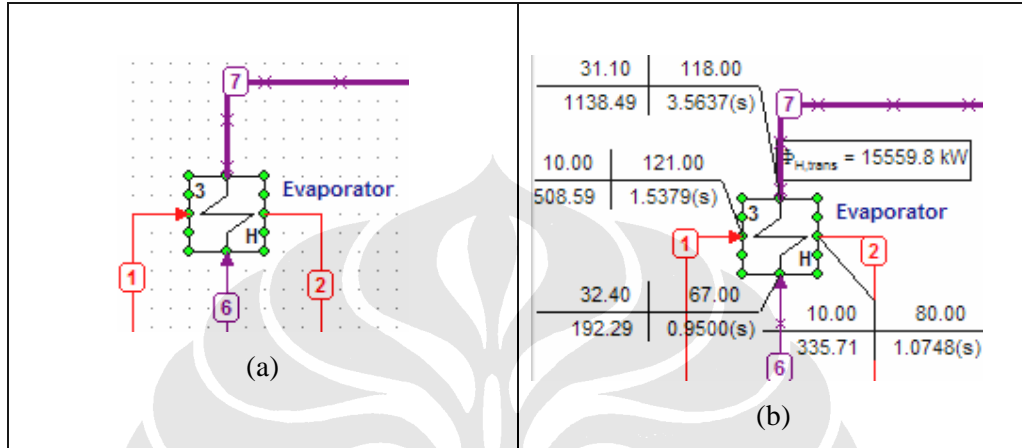
$$Q_t = 15559.2 \text{ kWatt}$$

Heat absorb

$$Q_a = \dot{m} (h_7 - h_6)$$

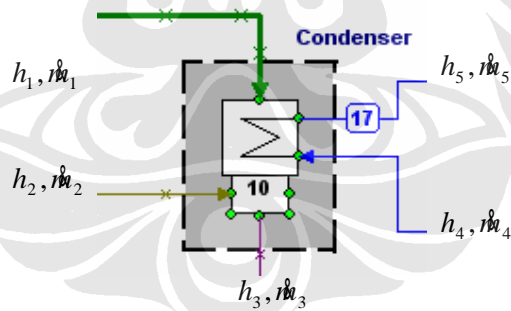
$$Q_a = 16.444(1138.49 - 192.29)$$

$$Q_a = 15559.3 \text{ kWatt}$$



Gambar 3.4. (a) adalah skema Evaporator, (b) preview hasil perhitungan dengan Cycle Tempo

3.4.2 Kesetimbangan Energi pada Kondenser



Gambar 3.5. Gambar skematik kondenser

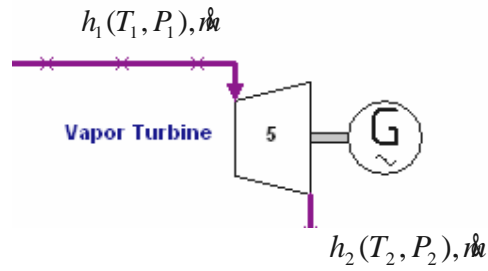
$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2, \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_c$$

$$Q_{deliver} = Q_{absorb}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_4 h_4$$

$$\dot{m}_1 (h_1 - h_3) + \dot{m}_2 (h_2 - h_3) = \dot{m}_c (h_5 - h_4) \dots \dots \dots (3.2)$$

3.4.3 Kestimbangan Energi pada Turbin



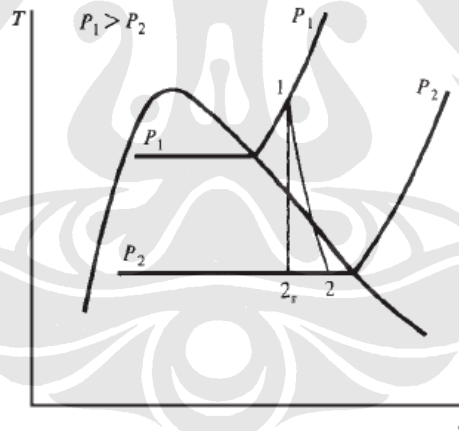
Gambar 3.6. Gambar skematik turbin uap

$$P_{turbine} = \eta_m \dot{m} (h_1 - h_2) \dots \dots \dots (3.3)$$

$$P_{generator} = \eta_{m,e} P_{turbine}$$

η_m = efisiensi mekanis turbin

$\eta_{m,e}$ = efisiensi mekanikal elektrik generator



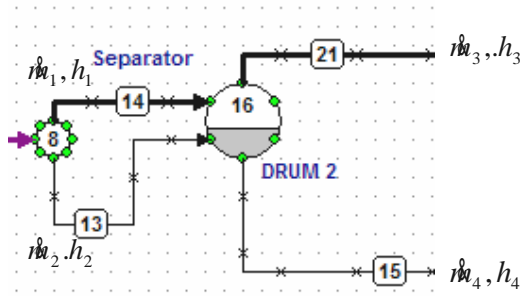
Gambar 3.7. Proses ekspansi turbin uap

$$\eta_i = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \dots \dots \dots (3.4)$$

η_i = efisiensi isentropik

h_{2s} = entalpi proses isentropik

3.4.4 Kestimbangan Energi pada Separator atau Drain Tank



Gambar 3.8. Skematik separator atau drain tank

Perhitungan drain tank adalah perhitungan kestimbangan energi dan dianggap tidak ada kerugian kalor pada drain tank.

Perhitungan kestimbangan energi adalah

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_4 h_4 \dots \dots \dots (3.5)$$

3.4.5 Kestimbangan Energi pada Pompa Cairan

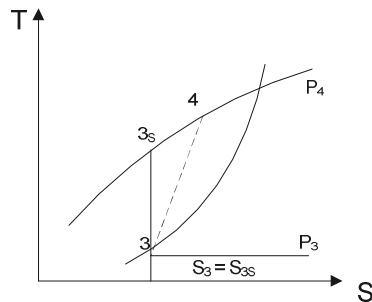


Gambar 3.9. Gambar skematik pompa

Perhitungan energi pada pompa selalu memperhatikan nilai efisiensi mekanikal dan efisiensi isentropik, perhatikan gambar.

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

$$P_{pump} = \frac{\dot{m}(h_4 - h_3)}{\eta_{m,e}} \dots \dots \dots (3.6)$$



Gambar 3.10. Proses penaikan tekanan cairan pada pompa

$$s_3 = s_{3s}$$

$$\eta_i = \frac{h_{3s} - h_3}{h_4 - h_3} \dots\dots\dots (3.7)$$

$\eta_{m,e}$ = efisiensi mekanikal elektrik pompa

η_i = efisiensi isentropis

h_{3s} = entalpi proses isentropik

3.4.6 Efisiensi Energi Sistem

$$\text{Gross thermal efficiency} = \frac{\text{Total produced electric/ mechanical power}}{\text{Total energy input}} \dots\dots\dots (3.8)$$

$$\text{Net thermal efficiency} = \frac{\text{Total produce elect/mech power} - \text{total own consumption}}{\text{Total energy input}} \dots\dots\dots (3.9)$$

Total produced electric/mechanical power = $P_{\text{generator}}$

Total own consumption = jumlah total energi yang digunakan untuk menjalankan pompa = total P_{pump} .

Total energi input = total heat absorbed pada Evaporator.

3.5 PROSES PERHITUNGAN EXERGI PADA CYCLE TEMPO

Dalam analisa exergi dari proses dan sistem termodinamika melibatkan perhitungan exergi yang diabsorb oleh sistem atau apparatus, exergi yang dideliver, serta besarnya kerugian (*losses*) pada proses tersebut. *Losses* ini dapat disebabkan oleh *drainage* dan *degradation* energi. Besarnya jumlah *losses* dapat dihitung dengan menggunakan efisiensi exergi dari proses, komponen, atau sistem.

Efisiensi exergi dapat digunakan untuk menganalisa dan mengoptimasi proses dan sistem. Optimasi dapat dilakukan dengan meningkatkan efisiensi exergi melalui pengurangan kerugian exergi (*exergi losses*). Efisiensi exergi juga dapat menunjukkan kualitas dari konversi energi pada sistem pembangkit.

Untuk menghitung nilai exergi, pertama harus ditentukan dahulu referensi atau kondisi lingkungan ketika perhitungan dilakukan. Misalnya suhu dan tekanan lingkungan T_o dan P_o .

3.5.1 Kesetimbangan Exergi pada Heat Exchanger

Persamaan exergi yang mengalir pada sistem adalah

$$Ex_{ph1} - Ex_{ph2} = (h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2) \dots\dots\dots (3.10)$$

Contoh perhitungan exergi pada Evaporator 1, dengan data sama seperti contoh perhitungan energi sebelumnya.

Data input :

Dengan temperatur dan tekanan lingkungan adalah 303 K dan 1.01325 bar

Brine water

$$T_1 = 121^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 10 \text{ bar, } h_1 = 508.59 \text{ kJ/kg, mass flow} = 90 \text{ kg/s}$$

Data pipa 2

$$T_2 = 80^{\circ}\text{C}$$

$$P_2 = 10 \text{ bar, } h_2 = 335.71 \text{ kJ/kg, mass flow} = 90 \text{ kg/s}$$

Data pipa 7

$$T_7 = 118^{\circ}\text{C}$$

$$P_7 = 31.1 \text{ bar, } h_7 = 1138.49 \text{ kJ/kg, mass flow} = 16.444 \text{ kg/s}$$

Data pipa 6

$$T_6 = 67^{\circ}\text{C}$$

$$P_6 = 32.4 \text{ bar, } h_6 = 192.29 \text{ kJ/kg, mass flow} = 16.444 \text{ kg/s}$$

Exergi absorb

$$Ex_a = (h_2 - h_1) - T_0 (s_2 - s_1)$$

$$Ex_a = (335.71 - 508.59) - 303.15(1.0748 - 1.5379)$$

$$Ex_a = -32.491235 \text{ kJ / kg}$$

$$Ex_{a, \dot{m}_1} = -32.491235 \times 90 = -2924.21115 \text{ kW}$$

Tanda negatif berarti exergi diserap dari *brine water*

Exergi deliver

$$Ex_d = (h_7 - h_6) - T_o(s_7 - s_6)$$

$$Ex_d = (1138.49 - 192.29) - 303.15(3.5637 - 0.95)$$

$$Ex_d = 153.856845 \text{ kJ / kg}$$

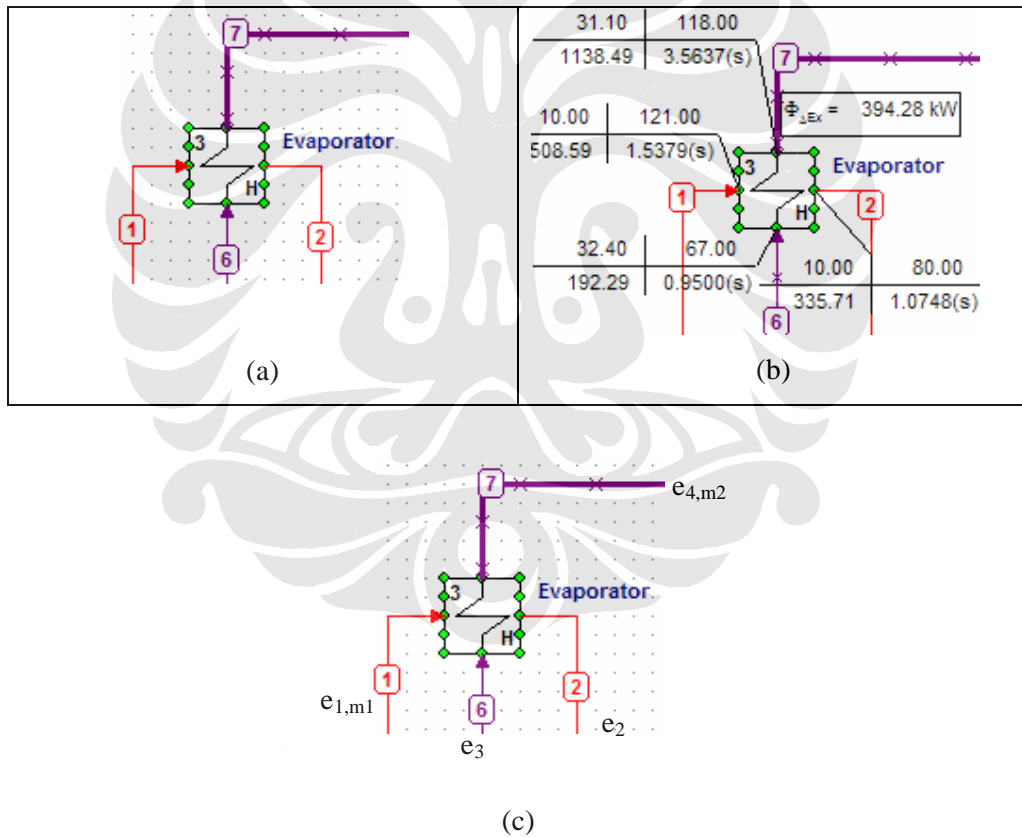
$$Ex_d \cdot \dot{m}_5 = 153.856845 \times 16.444 = 2530.021959 \text{ kW}$$

Exergi losses

$$(-Ex_a \dot{m}_1 - Ex_d \dot{m}_5)$$

$$2924.21115 - 2530.021959 = 394.19 \text{ kW}$$

Dari gambar 3.11. terlihat kesetimbangan exergi losses dengan menggunakan software



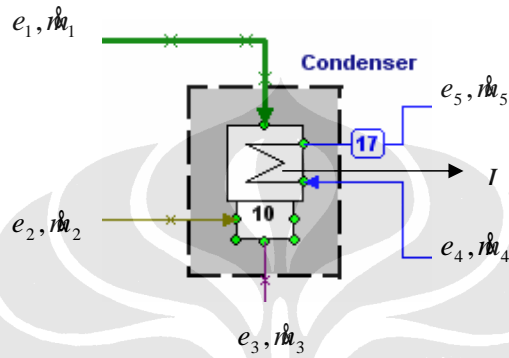
Gambar 3.11. (a) skema Evaporator, (b) preview hasil perhitungan exergi dengan *Cycle Tempo*, (c) kesetimbangan exergi pada heat exchanger

$$(e_1 - e_2)\dot{m}_1 = (e_4 - e_3)\dot{m}_2 + I_t \dots\dots\dots (3.11)$$

$$(h_1 - h_2 - T_o(s_1 - s_2))\dot{m}_1 = (h_4 - h_3 - T_o(s_4 - s_3))\dot{m}_2 + I_h \dots\dots\dots (3.12)$$

$I_h = \text{Exergy losses heat exchanger}$

3.5.2 Kestimbangan Exergi pada Kondenser



Gambar 3.12. kestimbangan exergi pada kondenser

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_c$$

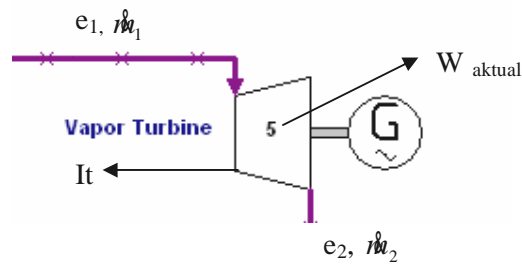
$$e_1\dot{m}_1 + e_2\dot{m}_2 - e_3\dot{m}_3 = e_5\dot{m}_5 - e_4\dot{m}_4 + I_c$$

$$(h_1 - T_o s_1)\dot{m}_1 + (h_2 - T_o s_2)\dot{m}_2 - (h_3 - T_o s_3)\dot{m}_3 = (h_5 - T_o s_5)\dot{m}_5 - (h_4 - T_o s_4)\dot{m}_4 + I_c$$

$$(h_1 - T_o s_1)\dot{m}_1 + (h_2 - T_o s_2)\dot{m}_2 - (h_3 - T_o s_3)\dot{m}_3 = h_5 - h_4 - T_o(s_5 - s_4) + I_c \dots\dots (3.13)$$

$I_c = \text{exergy losses pada kondenser}$

3.5.3 Kestimbangan Exergi pada Turbin



Gambar 3.13. Kestimbangan exergi pada turbin

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \quad (3.14)$$

$$(e_1 - e_2)\dot{m} = W_{aktual} + I_t \dots\dots\dots (3.14)$$

$$(h_1 - h_2 - T_o(s_1 - s_2))\dot{m} = (h_1 - h_2)\dot{m} + I_t \dots\dots\dots (3.15)$$

$$(h_1 - h_2) - T_o(s_1 - s_2) = (h_1 - h_2) + \frac{I_t}{\dot{m}} \dots\dots\dots (3.16)$$

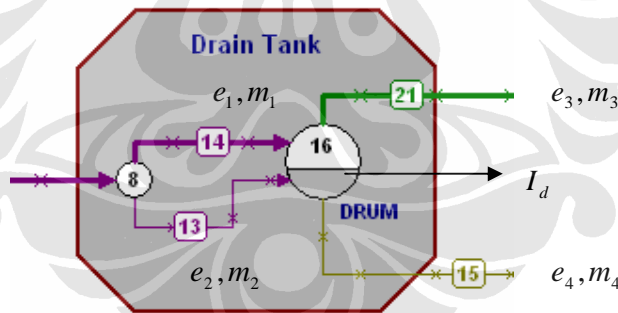
$$I_t = \dot{m}T_o(s_2 - s_1) \dots\dots\dots (3.17)$$

I_t = exergi losses turbin

Nilai efisiensi exergi dari turbin dapat dihitung dengan rumus

$$\eta_{Ex,f(turbine)} = \frac{P_{shaft}}{Ex_{in} - \sum Ex_{out}} \dots\dots\dots (3.18)$$

3.5.4 Kestimbangan Exergi pada Separator atau Drain Tank



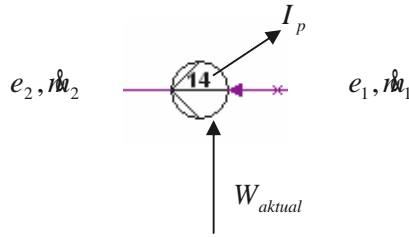
Gambar 3.14. Kestimbangan exergi pada drain tank

$$e_1\dot{m}_1 + e_2\dot{m}_2 = e_3\dot{m}_3 + e_4\dot{m}_4 + I_d \dots\dots\dots (3.19)$$

$$(h_1 - T_o s_1)\dot{m}_1 + (h_2 - T_o s_2)\dot{m}_2 = (h_3 - T_o s_3)\dot{m}_3 + (h_4 - T_o s_4)\dot{m}_4 + I_d \dots\dots\dots (3.20)$$

I_d = exergi losses pada drum

3.5.5 Kestimbangan Exergi pada Pompa Cairan



Gambar 3.15. Kestimbangan exergi pada pompa cairan

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

$$e_1 \dot{m} + W_{aktual} = e_2 \dot{m} + I_p \dots \dots \dots (3.21)$$

$$(h_1 - T_o s_1) + (h_2 - h_1) = (h_2 - T_o s_2) + \frac{I_p}{\dot{m}}$$

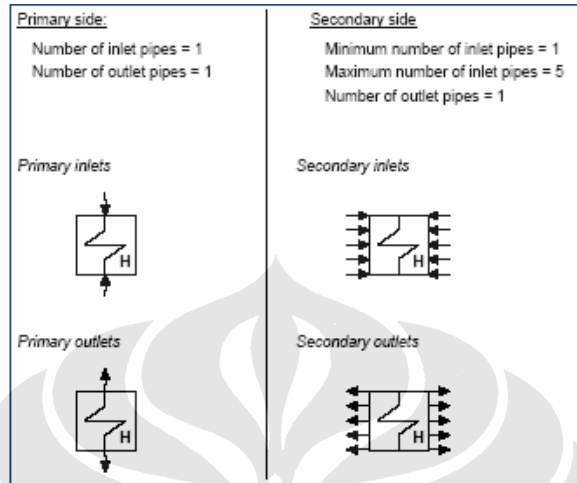
$$(h_1 - h_2) + T_o (s_2 - s_1) = (h_1 - h_2) + \frac{I_p}{\dot{m}}$$

$$I_p = \dot{m} T_o (s_2 - s_1) \dots \dots \dots (3.22)$$

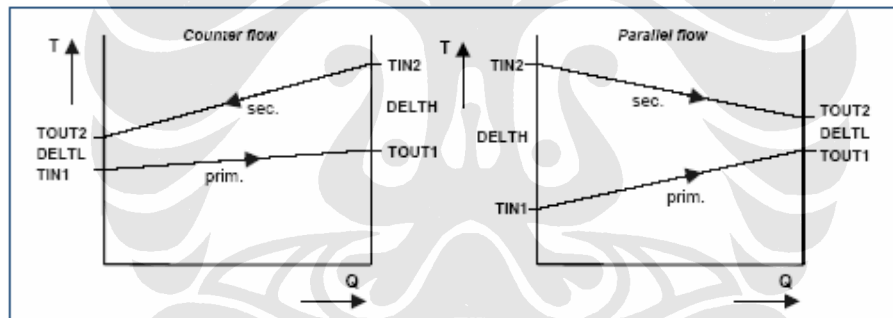
3.6 PARAMETER INPUT PERHITUNGAN ENERGI DAN EXERGI APPARATUS PADA SIKLUS KALINA

Perhitungan energi dan exergi pada pemodelan dengan Cycle Tempo 5.0 dilakukan dengan memasukkan parameter input yang dibutuhkan untuk melakukan proses perhitungan dan iterasi software. Untuk perhitungan exergi pertama-tama harus dimasukkan terlebih dahulu *environment definition* yaitu kondisi termodinamik lingkungan, temperatur dan tekanan yang akan dimasukkan sebagai referensi perhitungan exergi.

3.6.1 Parameter Input Kesetimbangan Energi dan Exergi pada Heat Exchanger



Gambar 3.16. General heat exchanger [13]



Gambar 3.17. T-Q diagram heat exchanger [13]

Parameter input:

- EEQCOD = 1 à menghitung aliran massa
- 2 à Menghitung nilai entalpi masuk dan keluar
- TIN 1 = temperatur masuk sisi primer (bagian yang dipanaskan)
- TOUT 2 = temperatur keluar sisi sekunder (bagian yang didinginkan)
- DELTL = perbedaan temperatur antara TOUT 2 dan TIN 1
- TIN 2 = temperatur masuk sisi sekunder (bagian yang didinginkan)

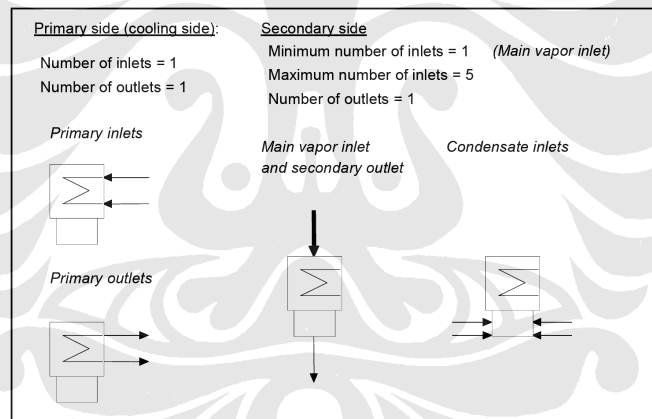
- TOUT 1 = temperatur keluar sisi primer (bagian yang dipanaskan)
 DELTH = perbedaan temperatur TOUT 1 dan TIN 2
 DELP1 = kerugian tekanan sisi primer aliran
 DELP2 = kerugian tekanan sisi sekunder aliran

Dalam pemodelan jenis heat exchanger, default yang dipakai adalah tipe counter flow.

Perhitungan nilai efisiensi exergi adalah sebagai berikut

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{primary\ out} - Ex_{primary\ in}}{Ex_{secondary\ in} - Ex_{secondary\ out}} \dots\dots\dots (3.23)$$

3.6.2 Parameter Input Kestimbangan Energi dan Exergi pada Kondenser



Gambar 3.18. Skema model kondenser [13]

Parameter-parameter input :

- EEQCOD = 1 à menghitung aliran massa
 2 à Menghitung temperatur, nilai entalpi masuk dan keluar
- SATCOD = 0 apabila aliran keluar dari *secondary flow* berada pada titik saturasi.
- RPSM = ratio antara aliran massa primer dan sekunder.

- DELTH = perbedaan temperatur antara temperatur saturasi sekunder dengan aliran keluar primer. ($^{\circ}\text{C}$)
- DELTL = perbedaan temperatur antara aliran keluar sekunder dengan aliran masuk primer. ($^{\circ}\text{C}$)
- DTSUBC = perbedaan temperatur antara temperatur saturasi sekunder dengan aliran keluar sekunder. ($^{\circ}\text{C}$)
- DELE = aliran energi ke *enviroment (losses)* (kW)

Perhitungan pada kondenser melibatkan perhitungan keseimbangan energi dan keseimbangan massa. Perhitungan ini dapat diperoleh dari perhitungan dalam software dengan langkah sebagai berikut.

Persamaan energi untuk kondenser dapat dihitung dengan dua cara :

1. Cara pertama adalah dengan menggunakan EEQCOD (*Energy Equation Code*) = 1. Pada cara ini, yang dihitung adalah aliran massa pada kondenser atau sistem secara keseluruhan dan digunakan untuk menghitung kuantitas aliran air pendingin yang dibutuhkan. Persamaan ini dapat diselesaikan dengan mengetahui entalpi masuk dan keluar dari kondenser. Entalpi tersebut dihitung jika perbedaan tekanan dan salah satu dari tekanan masuk/keluar diketahui. Berikut adalah tabel yang menunjukkan variabel-variabel yang harus diketahui dan tidak harus diketahui dalam memperhitungkan persamaan jika massa tidak diketahui :

Tabel III.1. Variabel-variabel pada Kondenser untuk EEQCOD = 1 [13]

Mass flows		Temperatures		
Cooling water	Steam	$T_{\text{cw,out}}$	$T_{\text{cond/pcond}}$	Other
u	K	u	K	K
u	K	K	u	K
K	u	u	K	K
K	u	K	u	K

dimana

U = tidak perlu diketahui

K = perlu diketahui

2. Cara kedua adalah dengan menggunakan EEQCOD = 2, persamaan energi digunakan untuk menghitung temperatur dan entalpi dari kondenser atau sistem secara keseluruhan. Tabel untuk menyelesaikan persamaan jika entalpi tidak diketahui :

Tabel III.2. Variabel-variabel pada Kondenser untuk EEQCOD = 2 [13]

Mass flows		Temperatures		
Cooling water	Steam	T _{cw,out}	T _{cond/pcond}	Other
u	K	u	K	K

dimana :

U = tidak perlu diketahui

K = perlu diketahui

Efisiensi exergi pada kondenser dapat dihitung dengan :

$$\eta_{Ex(condenser)} = \frac{EX_{p,in} - EX_{p,out}}{EX_{s,in} - EX_{s,out}} \dots\dots\dots(3.24)$$

dimana :

$EX_{p,in} / EX_{p,out}$ = exergi masuk/keluar dari aliran primer.

$EX_{s,in} / EX_{s,out}$ = exergi masuk/keluar dari aliran sekunder.

Perhitungan kesetimbangan energi dan massa juga bisa melibatkan faktor dimensi dan desain kondenser. Untuk perhitungan dalam studi ini faktor dimensi dan desain kondenser tidak masuk dalam proses perhitungan

3.6.3 Parameter Input Kesetimbangan Energi dan Exergi Turbin

Penggunaan berbagai jenis turbin disesuaikan dengan kondisi dan parameter serta batasan-batasan dalam pemodelannya. Tipe yang akan digunakan dalam simulasi ini adalah tipe *back pressure turbine*, berbeda dengan tipe *condensing turbine* yang tekanan keluar turbin uap mencapai 0.1 bar yang umum digunakan pada *Siklus Rankine*. *Back Pressure Turbine* memiliki tekanan keluar turbin masih cukup besar dan berupa campuran dua fase *vapor-liquid*. Tekanan

yang masih cukup besar ini dimaksudkan agar temperatur kondensasi cairan *ammonia-water* di kondenser tidak lebih kecil dari temperatur masuk *cooling water*. Hal ini penting supaya cairan *ammonia-water* yang keluar dari kondenser benar-benar dalam keadaan saturasi (saturated liquid) dengan quality vapor 0%. Penggunaan turbin jenis ini serta pengontrolan tekanan yang keluar dari turbin yang harus benar-benar diperhatikan supaya didapatkan suatu sistem yang *workable* dan optimal.

Parameter input yang digunakan sebagai data input dalam perhitungan *Cycle Tempo* untuk apparatus turbin adalah sebagai berikut :

PIN	: Tekanan masuk turbin
TIN	: Temperatur masuk turbin
TOUT	: Temperatur keluar turbin
DELT	: Penurunan temperatur antara temperatur masuk dan keluar turbin.
GDCODE	: Kode yang mengindikasikan adanya (GDCODE = 2) atau tidak adanya (GDCODE = 1) governing stage (default 1).
ETHAI	: Efisiensi isentropik
ETHAM	: Efisiensi mekanik
DIAIN	: Pitch diameter dari governing stage
DIAOUT	: Pitch diameter dari baris terakhir blades
SLENG	: Panjang Blade terakhir
DESMAS	: Design inlet mass flow rate (kg/s)
PINCND	: Tekanan antara bagian medium dan low
POUTDS	: Design value of the outlet pressure
POUTRT	: Pressure just downstream of the governing stage; (default = $0.625 \cdot \text{PIN}$) (bar)
DELH	: Isentropic enthalpy drop at design conditions (kJ/kg)
TUCODE	: 5 Digit kode t1 t2 t3 t4 t5

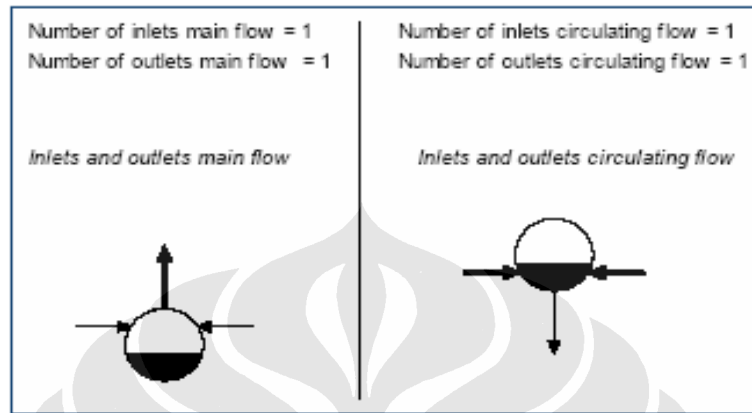
Tabel III.3. Tipe-tipe turbin yang tersedia pada pemodelan *Cyle Tempo* [13]

Turbine type	TUCODE	GDCODE	ETHAID ¹⁾	Required data	Optional data
General turbine	0	1 or 2	not applicable	-	ETHAI
Intermediate pressure section ²⁾ (with double reheating)	10000	1	not applicable	-	-
High pressure section with 1-row governing stage	2f00v	2	0.870	DAIN	POUTDS, DESMAS ³⁾
High pressure section with 2-row governing stage	3f00v	2	0.840	-	POUTDS, DESMAS ³⁾
Turbine without reheater with 2-row governing stage	4f000	2	0.8948	-	POUTRT, DESMAS ³⁾
Condensing section MP + LP, 3000 rpm ⁴⁾	5mdLe	1	0.9193	SLENG, DIAOUT	-
Back pressure turbine (pressure controlled)	60c00	2	0.800	DESMAS, DELH	-
Back pressure turbine (mass flow controlled)	70c00	2	0.800	DESMAS, DELH	-
Condensing section 3000/1500 rpm ⁴⁾	8mdLe	1	0.9193	SLENG, DIAOUT	PINCND
Condensing section 1500 rpm ⁴⁾	9mdLe	1	0.9295	SLENG, DIAOUT	-

3.6.4 Parameter Input Kesetimbangan Energi dan Exergi Drain Tank

Komponen utama dalam sistem drain tank adalah drum. Di dalam drum ini terjadi pemisahan antara fase uap dan cair dari inlet stream yang akan dipisahkan.

Dalam aplikasi pemisahan ammonia-water, drum berfungsi untuk mengalirkan fase uap yang kaya ammonia ke atas (vapor stream) yang memiliki massa jenis lebih ringan dan fase cair yang kaya akan H₂O terkumpul pada saluran bagian bawah drum (liquid stream) karena sifatnya yang lebih berat.



Gambar 3.19. Gambar skematik drum [13]

Parameter input:

PIN : tekanan masuk drum (bar)

POUT : tekanan keluar drum (bar)

DELE : kebocoran atau penambahan energi pada sistem. (default = 0) dianggap energi yang masuk ke drum sama dengan energi yang keluar drum.

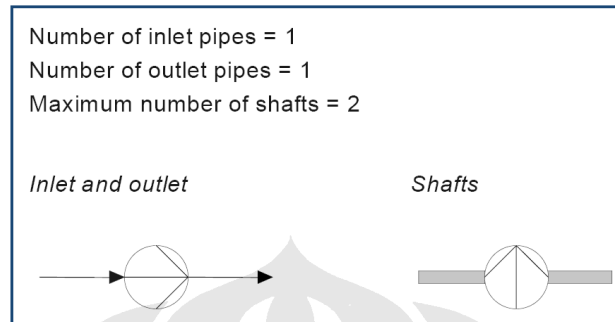
CRATIO : rasio sirkulasi antara *circulating flow* dengan *main flow*. Nilai resiprok CRATIO = 1/CRATIO adalah kualitas uap yang masuk dari bagian *circulating flow*.

Dalam simulasi biasanya pipa yang keluar dan masuk ke drum didefinisikan terlebih dahulu kualitas uapnya, terutama pipa *vapor stream* dan *liquid stream/down stream*.

Perhitungan nilai efisiensi exergi pada drum adalah

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{out,main\ flow} - Ex_{in,main\ flow}}{Ex_{in,circ} - Ex_{out,circ}} \dots\dots\dots (3.25)$$

3.6.5 Parameter Input Kesetimbangan Energi dan Exergi Pompa



Gambar 3.20. skematik model pompa [13]

Parameter input :

ETHAI = efisien isentropik.

ETHAM = efisiensi mekanikal.

ETHAE = efisiensi elektrikal.

Dalam pemodelan digunakan range efisiensi isentropik antara 70-90%, begitu juga dengan efisiensi isentropik turbin. Untuk efisiensi mekanial, elektrikal digunakan nilai 99%, begitu juga dalam memodelkan turbin dan generator.

Nilai efisiensi exergi pompa dapat dihitung dengan rumus

$$\eta_{Ex,f(pump)} = \frac{Ex_{out} - Ex_{in}}{P_{shaft}} \dots\dots\dots (3.26)$$

Jika *losses* yang terjadi pada penyaluran listrik dengan *electromotor* dihitung, maka efisiensi exergi menjadi :

$$\eta_{Ex,f(pump)} = \frac{Ex_{out} - Ex_{in}}{P_{electric}} \dots\dots\dots (3.27)$$