

# Studi Pemanfaatan Sistem Siklus Kalina 11 dan 34 sebagai PLTP

Rahmat Widodo dan Fanny Leestiana  
Pengembangan Sumber Daya Manusia Minyak dan Gas Bumi  
*e-mail*: rahmat.widodo@esdm.go.id

**Abstrak** - Indonesia memiliki wilayah dengan luas 1.910.931 km<sup>2</sup> dan jumlah penduduk 255.182.144 jiwa pada tahun 2015. Hal ini menjadi penyebab Indonesia memiliki kebutuhan energi listrik yang tinggi, sehingga harus ada peningkatan kapasitas pembangkit listrik. Salah satu sumber energi potensial yang dapat dimanfaatkan sebagai pembangkit listrik di Indonesia adalah energi panas bumi dengan potensi daya sebesar 29.544 MW. Pemanfaatan energi panas bumi dapat diotimalkan salah satunya dengan metode siklus kalina, yaitu penggunaan campuran fluida campuran antara amonia dan air. Salah satu karakteristik dari siklus ini adalah temperatur didih yang tidak konstan pada fluida kerja, sehingga memberikan potensi peningkatan efisiensi. Pada penelitian ini, dilakukan optimasi dengan memanfaatkan brine yang memiliki temperatur 100–200°C. Hasil dari proses optimasi adalah daya neto per satuan laju massa brine yang digunakan pada temperatur 100–200°C pada masing-masing sistem siklus Kalina/ *Kalina cycle system* (KCS). Kedua sistem tersebut kemudian dibandingkan untuk menentukan sistem yang menghasilkan daya neto per satuan laju massa terbesar. Hasil pemodelan menunjukkan bahwa KCS 34 adalah sistem yang paling optimum pada temperatur dengan temperatur 100–150°C, sedangkan KCS 11 optimum pada temperatur brine 155–200°C. Sistem siklus Kalina 34 yang digunakan pada temperatur brine 130–150°C menghasilkan kondisi uap kering pada larutan amonia air sebelum masuk alat pemisah. Hal ini menyebabkan pada sistem siklus Kalina 34 dengan temperatur brine 130–150°C dapat dihilangkan satu alat pemisah dan satu penukar panas, sehingga komponen yang digunakan menjadi lebih sedikit.

**Kata Kunci**—*Daya, Energi, Panas Bumi, Pembangkit Listrik, Siklus Kalina, .*

## I. PENDAHULUAN

INDONESIA merupakan sebuah negara yang memiliki wilayah 1.904.569 km dengan jumlah penduduk 255.182.144 jiwa pada tahun 2015 [1]-[2]. Besarnya wilayah dan jumlah penduduk mengakibatkan besarnya kebutuhan energi khususnya energi listrik yang menjadi salah satu sumber energi utama dalam berbagai aspek kehidupan. Peningkatan kebutuhan listrik tentu saja harus diimbangi dengan peningkatan kapasitas pembangkit listrik. Peningkatan kapasitas pembangkit listrik yang ada saat ini masih didominasi oleh sumber energi yang berasal dari bahan bakar fosil seperti batu bara dan gas bumi. Meskipun demikian, peningkatan penggunaan energi baru dan terbarukan juga mengalami peningkatan yaitu 12% (6,9 GW) dari kapasitas total pada 2016 menjadi 15% (15 GW) dari kapasitas total pada tahun 2025 [3].

Salah satu potensi energi baru dan terbarukan (EBT) yang dapat digunakan sebagai pembangkit listrik adalah energi panas bumi. Hal ini karena potensi energi panas bumi yang dimiliki oleh Indonesia adalah 29.544 MW, sedangkan yang sudah dimanfaatkan pada tahun 2018 adalah 1.438,5 MW (4,86%) [3]. Apabila potensi tersebut dimanfaatkan secara keseluruhan tentu akan membantu pengurangan penggunaan bahan bakar fosil, sehingga terjadi penurunan gas rumah kaca yang dapat menyebabkan perubahan iklim hasil dari penggunaan bahan bakar fosil.

Pemanfaatan energi panas bumi sebagai pembangkit listrik dilakukan dengan cara memanfaatkan uap air yang dihasilkan dari energi panas bumi tersebut. Uap air yang dimanfaatkan dari perut bumi digunakan untuk memutar turbin, sehingga dapat menghasilkan daya yang kemudian dikonversi menjadi daya listrik.

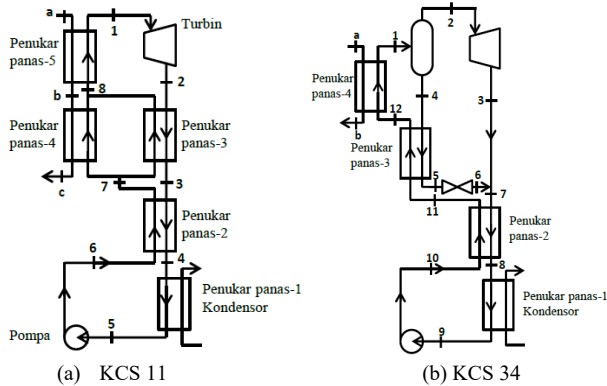
Namun, mayoritas uap air yang dihasilkan dari dalam bumi tidak selalu berwujud uap kering, terdapat sumur panas bumi yang menghasilkan uap air campuran antara gas dan cair bahkan dalam wujud air panas. Uap air yang berwujud campuran antara gas dan cair harus dipisahkan antara fase gas dan cair terlebih dahulu, baru kemudian fase gas digunakan untuk memutar turbin, sedangkan fase cair diinjeksikan kembali ke dalam perut bumi. Fluida cair (*brine*) yang tidak dimanfaatkan tersebut umumnya masih memiliki temperatur yang tinggi sehingga memiliki potensi untuk dimanfaatkan. Salah satu cara memanfaatkan *brine* ini adalah dengan cara menggunakan kalor pada *brine* dan dimanfaatkan sebagai sumber kalor suatu siklus daya. Siklus daya yang digunakan harus menggunakan fluida kerja dengan temperatur didih yang rendah seperti Siklus Kalina dan Siklus Rankine Organik.

Siklus Kalina adalah siklus daya yang ditemukan oleh Dr. Alexandre Kalina [4]. Prinsip kerja dari Siklus Kalina sama dengan Siklus Rankine, namun fluida yang digunakan pada Siklus Kalina adalah campuran air dan amonia. Penggunaan fluida campuran ini dapat meningkatkan efisiensi karena temperatur didih dari fluida tersebut tidak konstan. Temperatur didih yang tidak konstan dapat mengikuti penurunan temperatur dari sumber panas yang digunakan, sehingga daya neto yang didapatkan lebih besar jika dibandingkan dengan Siklus Rankine Organik. Siklus Kalina yang digunakan pada pembangkit listrik tenaga panas bumi adalah Sistem Siklus Kalina 11 dan 34 [5].

II. URAIAN PENELITIAN

A. Tujuan Penelitian

Penggunaan Siklus Kalina pada pembangkit listrik tenaga panas bumi (PLTP) dengan siklus biner memiliki kelebihan dari segi efisiensi jika dibandingkan dengan *Organic Rankine Cycle* (ORC) [5]. Siklus Kalina dapat menghasilkan daya 30-50% lebih besar dari ORC [6]. Siklus Kalina yang dapat digunakan pada PLTP adalah KCS 11 dan 34 dengan skema seperti pada Gambar 1. KCS 34 digunakan ketika temperatur *brine* lebih kecil dari 121°C, sedangkan KCS 11 digunakan ketika *brine* memiliki temperatur 121-204°C [5].



Gambar 1. Skema (a) KCS 11 dan (b) KCS 34

Penelitian ini melakukan studi kinerja dari KCS 11 dan 34 pada PLTP yang memiliki temperature *brine* 100-200°C. Penelitian ini juga bertujuan untuk menentukan pengaruh fraksi massa ammonia terhadap daya neto per satuan laju massa *brine* ( $\dot{W}_{Net}/\dot{m}_{brine}$ ) yang dihasilkan oleh KCS 11 dan 34. Selain itu, tujuan kedua adalah untuk menentukan titik operasi KCS 11 dan 34 yang menghasilkan daya neto per satuan laju massa *brine* ( $\dot{W}_{Net}/\dot{m}_{brine}$ ) maksimum. Tujuan terakhir adalah untuk menentukan sistem mana yang menghasilkan daya neto per satuan laju massa *brine* ( $\dot{W}_{Net}/\dot{m}_{brine}$ ) maksimum. Daya neto yang dimaksud disini adalah daya yang dihasilkan oleh turbin dikurangi dengan daya yang dibutuhkan pada pompa system.

B. Proses Pemodelan

Pada proses pemodelan siklus ditentukan beberapa asumsi, hal ini bertujuan untuk membuat sistem menjadi lebih sederhana dan mendekati dengan sistem siklus daya yang sebenarnya.

Asumsi yang digunakan pada pemodelan KCS 11 dan 34 adalah sebagai berikut:

1. Efisiensi isentropik turbin adalah 85% [6].
2. Efisiensi isentropik pompa adalah 80% [6].
3. *Pressure drop* pada semua penukar panas adalah 3% dari tekanan masuk [7].
4. Kondensor yang digunakan adalah kondensor yang menggunakan air sebagai fluida pendingin [8].
5. Temperatur masuk air pendingin pada kondensor adalah 18°C dengan tekanan 1,5 bar [8].
6. Kenaikan temperatur air pendingin di kondensor adalah

5°C [8].

7. Temperatur minimum *brine* adalah 70°C, pada praktiknya hal ini berkaitan dengan pengendapan silika [8].
8. Temperatur *pinch* pada penukar panas adalah 5°C [8].
9. *Brine* diasumsikan sebagai air pada kondisi cair jenuh.
10. Fluida kerja keluaran kondensor pada kondisi cair jenuh.

Selain nilai-nilai yang diasumsikan terdapat juga nilai variabel masukan yang digunakan pada proses pemodelan. Salah satunya adalah nilai temperature *brine* antara 100-200°C, dengan rentang temperatur 5°C. Nilai fraksi amonia juga menjadi variabel masukan untuk pemodelan pada kedua sistem.

Kondisi fluida kerja keluaran penukar panas 5 pada pemodelan pada KCS 11 diasumsikan pada kondisi uap jenuh. Selain itu untuk pemodelan pada KCS 34, tekanan keluaran pompa menjadi variabel masukan dengan nilai 10-50 bar.

III. HASIL PEMODELAN

A. Hasil Pemodelan KCS 11

Hasil Pemodelan pada KCS 11 dapat dilihat pada Tabel 1. Tabel tersebut menunjukkan nilai  $\dot{W}_{Net}/\dot{m}_{brine}$  maksimum pada nilai temperature *brine* antara 115-200°C. Selain data daya neto, juga terdapat nilai fraksi massa ammonia untuk masing-masing nilai temperature dan nilai efisiensi daya. Nilai fraksi massa ammonia ini menunjukkan berapa nilai fraksi ammonia yang menghasilkan  $\dot{W}_{Net}/\dot{m}_{brine}$  yang bernilai maksimum untuk masing-masing nilai temperature *brine*.

Tabel 1.

Hasil Pemodelan KCS 11

$T_b$ (°C)	$\dot{W}_{Net}/\dot{m}_{brine}$ (kW.s/kg)	$x$	Efisiensi
115	1,91	89%	1,01%
120	6,78	88%	3,23%
125	10,73	87%	4,63%
130	14,18	86%	5,60%
135	19,66	86%	7,18%
140	25,39	86%	8,58%
145	32,27	85%	10,18%
150	38,38	85%	11,03%
155	44,27	85%	12,30%
160	49,51	84%	12,96%
165	55,49	83%	14,56%
170	57,90	82%	14,85%
175	62,98	82%	15,90%
180	65,63	81%	16,66%
185	68,26	80%	17,24%
190	71,06	79%	17,63%
195	73,58	78%	17,99%
200	77,57	77%	18,00%

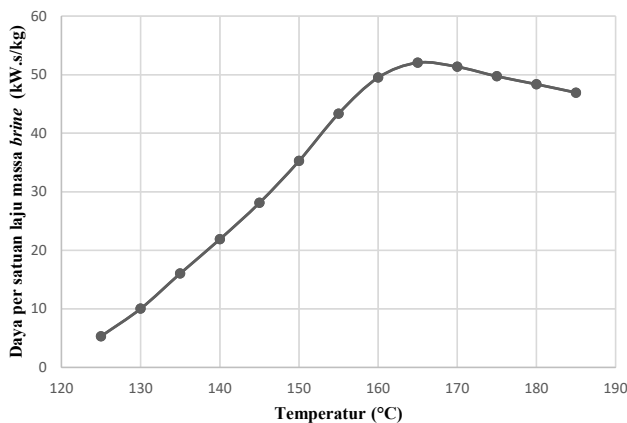
Hasil pemodelan pada Tabel 1 menunjukkan bahwa nilai  $\dot{W}_{Net}/\dot{m}_{brine}$  tidak didapatkan pada nilai temperatur di bawah 115°C. Hal ini dikarenakan pada nilai tersebut nilai daya turbin lebih kecil jika dibandingkan dengan daya yang dibutuhkan pompa. Kecilnya nilai daya pada turbin disebabkan oleh kecilnya nilai perbandingan tekanan pada tingkat kondisi 1 dengan tingkat kondisi 2.

Merujuk pada Gambar 1 (a) nilai tekanan pada tingkat kondisi 1 ini dipengaruhi oleh asumsi temperatur *pinch* 5°C. Asumsi tersebut menyebabkan nilai temperatur dan tekanan pada tingkat 1 akan semakin rendah jika nilai temperatur *brine* pada tingkat kondisi 1 semakin rendah.

Kondisi sebaliknya terjadi pada nilai tekanan pada tingkat kondisi 2. Nilai tekanan pada tingkat kondisi 2 ini akan bernilai konstan berapa pun nilai temperatur *brine*. Hal ini dikarenakan nilai tekanan pada tingkat kondisi 2 dipengaruhi oleh tekanan pada tingkat kondisi 5 yang hanya bernilai relatif konstan karena dipengaruhi oleh temperatur air pendingin pada kondensor yang bernilai 18°C dan temperatur *pinch* 5°C. Kondisi inilah yang akan menyebabkan nilai rasio kompresi turbin pada KCS 11 akan semakin kecil jika nilai temperatur *brine* semakin kecil. Semakin turunnya nilai temperatur *brine* akan menyebabkan nilai tekanan tingkat kondisi 1 akan lebih kecil jika dibandingkan tingkat kondisi 2. Hal ini tentu saja tidak mungkin terjadi karena mengubah hakikat turbin yang awalnya berfungsi untuk menghasilkan daya menjadi alat yang membutuhkan daya.

1. Hasil Pemodelan KCS 11 pada Nilai Fraksi Massa Ammonia Konstan

Hasil pemodelan pada KCS 11 dapat dilihat karakteristiknya pada proses pemodelan dengan nilai fraksi massa ammonia yang konstan. Hasil pemodelan tersebut dapat dilihat pada Gambar 2 yang menunjukkan hasil pemodelan KCS 11 dengan nilai fraksi massa ammonia 84%.



Gambar 2. Hasil Pemodelan KCS 11 dengan Fraksi Massa Ammonia 84%

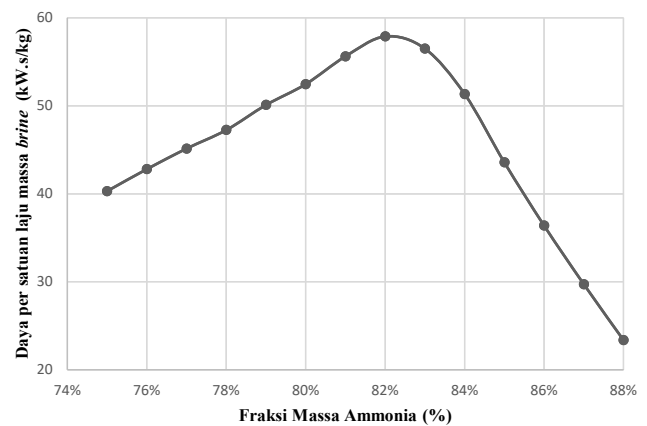
Gambar 2 menunjukkan bahwa ketika temperatur *brine* semakin besar maka nilai daya neto yang didapatkan menjadi lebih besar. Hal ini dikarenakan semakin tinggi temperatur *brine* akan menyebabkan semakin tinggi temperatur fluida kerja tingkat kondisi 1 pada Gambar 1 (a). Peningkatan ini diikuti oleh peningkatan nilai tekanan pada

tingkat kondisi tersebut. Sehingga daya yang dihasilkan oleh turbin meningkat.

Namun penurunan terjadi ketika nilai temperatur *brine* 170°C. Hasil pemodelan pada temperatur tersebut menunjukkan bahwa nilai tekanan keluaran turbin meningkat jika dibandingkan dengan hasil pemodelan pada temperatur 165°C. Peningkatan ini dikarenakan nilai temperatur *brine* yang meningkat dan asumsi temperatur *pinch* pada penukar panas 2 bernilai 5°C. Peningkatan tekanan masukan turbin tidak terlalu berpengaruh jika dibandingkan dengan peningkatan tekanan keluaran turbin, sehingga nilai daya yang dihasilkan lebih kecil jika dibandingkan dengan pemodelan pada temperatur *brine* 165°C.

2. Hasil Pemodelan KCS 11 pada Nilai Temperatur Brine Konstan

Hasil pemodelan KCS 11 tidak hanya bisa dilihat karakteristiknya pada nilai fraksi massa ammonia konstan, tapi juga dapat dilihat ketika nilai temperatur *brine* konstan. Gambar 3 menunjukkan hasil pemodelan KCS 11 pada temperatur *brine* 170°C.



Gambar 3. Hasil Pemodelan KCS 11 dengan Temperatur Brine 170°C

Gambar 3 menunjukkan bahwa ketika nilai fraksi massa meningkat dari 75%, nilai daya yang dihasilkan akan meningkat. Peningkatan daya ini dikarenakan adanya peningkatan nilai laju massa fluida kerja yang melewati turbin. Peningkatan laju massa ini disebabkan karena menurunnya nilai entalpi tingkat kondisi 1 pada Gambar 1 (a). Penurunan ini sesuai dengan pemodelan Dalton pada fluida campuran dala fasa gas di Persamaan 1[9].

$$\bar{h}_c = y_a \bar{h}_a^g + (1 - y_a) \bar{h}_w^g \tag{1}$$

Persamaan 1 menunjukkan bahwa semakin besar nilai fraksi molar ammonia ( $y_a$ ) maka semakin besar pengaruh dari entalpi ammonia. Nilai fraksi molar ammonia ini sebanding dengan nilai fraksi massa ammonia. Nilai entalpi uap jenuh ammonia jauh lebih kecil dibandingkan dengan entalpi uap jenuh air dengan temperatur sama, hal ini lah yang menyebabkan penurunan nilai entalpi ketika nilai fraksi massa ammonia meningkat.

Penurunan nilai daya neto terjadi setelah nilai fraksi massa ammonia 82%, Hal ini dapat dilihat pada Gambar 3.

Penurunan daya ini karena penurunan pada perubahan entalpi turbin. Kondisi ini juga mengalami peningkatan nilai laju massa fluida kerja, namun nilai tersebut tidak terlalu berdampak jika dibandingkan dengan penurunan pada perubahan entalpi turbin. Penurunan ini diakibatkan nilai tekanan keluaran turbin yang semakin meningkat, sehingga perubahan tekanan di turbin semakin kecil.

**B. Hasil Pemodelan KCS 34**

Hasil Pemodelan pada KCS 34 terdapat pada Tabel 2. Tabel tersebut seperti pada Tabel 1 yang menunjukkan nilai  $\dot{W}_{Net}/\dot{m}_{brine}$ , nilai fraksi massa ammonia untuk masing-masing nilai temperature dan nilai efisiensi daya. Namun untuk hasil pemodelan KCS 34 diperoleh nilai daya neto per satuan laju massa brine pada temperature brine 100-200°C.

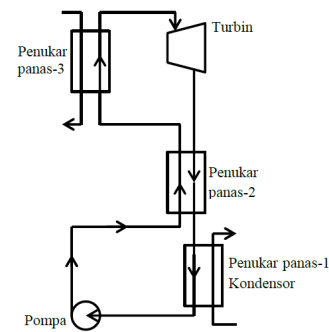
Tabel 2.

Hasil Pemodelan KCS 34

$T_b$ (°C)	$\dot{W}_{Net}/\dot{m}_{brine}$ (kW.s/kg)	$x$	Efisiensi
100	9,89	92	7,85%
105	12,71	94	8,64%
110	15,60	92	9,29%
115	18,89	94	9,99%
120	22,40	95	10,74%
125	25,60	95	11,43%
130	28,22*	95	11,81%
135	31,04*	94	12,62%
140	34,13*	94	13,23%
145	36,93*	94	13,24%
150	40,06*	94	13,58%
155	43,31*	94	13,93%
160	46,68*	94	14,23%
165	50,17*	94	14,54%
170	53,79*	94	14,86%
175	57,10*	94	14,87%
180	60,93*	94	15,19%
185	64,88*	94	15,52%
190	68,63*	94	15,60%
195	72,64*	94	15,89%
200	76,96*	94	16,17%

\*Hasil Pemodelan KCS tanpa menggunakan alat pemisah (*separator*)

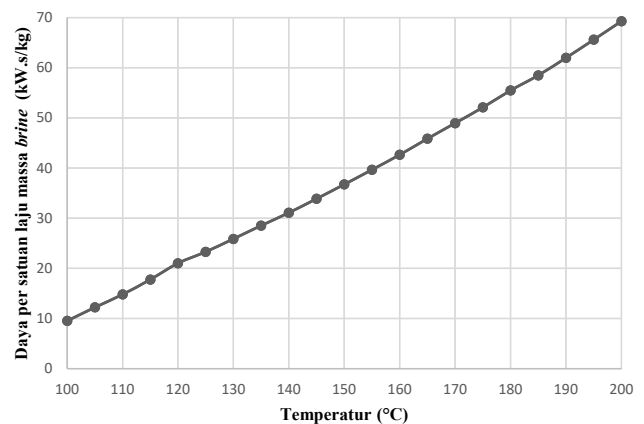
Hasil pemodelan KCS 34 pada Tabel 2 menunjukkan bahwa ada hasil pemodelan tanpa menggunakan alat pemisah (*separator*). Hal ini diakibatkan kondisi uap yang masuk alat pemisah adalah uap kering, kondisi tersebut dapat mengubah KCS 34 pada Gambar 1 (b) menjadi Gambar 4. KCS 34 pada Gambar 4 menunjukkan tidak digunakannya alat pemisah (*separator*), penukar panas 3 dan katup ekspansi pada Gambar 1 (b). Sistem pada Gambar 4 tentu saja lebih sederhana jika dibandingkan dengan sistem pada Gambar 1 (b).



Gambar 4. KCS 34 Tanpa Alat Pemisah

**1. Hasil Pemodelan KCS 34 pada Nilai Fraksi Massa Ammonia Konstan**

Hasil pemodelan KCS 34 pada nilai fraksi ammonia konstan terdapat pada Gambar 5, gambar tersebut menunjukkan hasil pemodelan dengan fraksi massa ammonia 80%. Karakteristik hasil pemodelan menunjukkan bahwa ketika nilai temperature brine meningkat maka nilai daya neto yang didapatkan akan meningkat.



Gambar 5. Hasil Pemodelan KCS 34 dengan Fraksi Massa Ammonia 80%

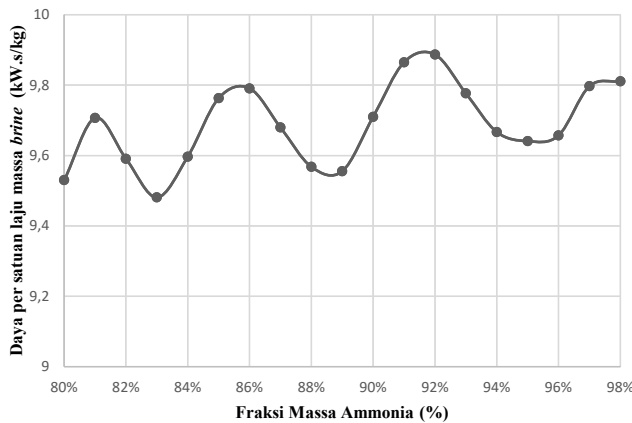
Peningkatan tersebut disebabkan karena semakin besar temperature brine akan menyebabkan nilai entalpi brine meningkat, sehingga nilai kalor yang dapat dimanfaatkan oleh sistem meningkat. Peningkatan nilai kalor tersebut menyebabkan nilai daya neto yang dihasilkan akan meningkat.

**2. Hasil Pemodelan KCS 34 pada Nilai Temperatur Brine Konstan**

Hasil pemodelan KCS 34 pada nilai temperature brine konstan memiliki kondisi yang berbeda-beda, hasil ini terjadi pada temperature brine 100-120°C. Hasil pada rentang temperature tersebut tidak linear naik tapi naik dan turun.

Salah satu hasil pemodelan terdapat pada Gambar 6 yang menunjukkan hasil pemodelan pada temperature 100°C. Gambar 6 menunjukkan ada 4 puncak pada hasil pemodelan, dimana puncak tertinggi terdapat pada fraksi massa ammonia 92%. Satu puncak daya neto merupakan puncak pada hasil pemodelan dengan tekanan keluaran pompa yang sama. Contoh dari hal tersebut terdapat pada fraksi massa ammonia

80-83%, hasil pemodelan pada rentang nilai fraksi massa tersebut adalah hasil pemodelan dengan tekanan optimum pompa pada 22 bar dan puncaknya terdapat pada nilai fraksi massa ammonia 81%.



Gambar 6. Hasil Pemodelan KCS 34 dengan Temperatur Brine 100°C

Kenaikan antara nilai 80-81% karena menurunnya nilai tekanan keluar turbin. Penurunan nilai tekanan ini karena menurunnya temperature fluida tingkat kondisi 10 pada Gambar 1 (b) dan adanya batasan temperature *pinch* 5°C pada penukar panas 2.

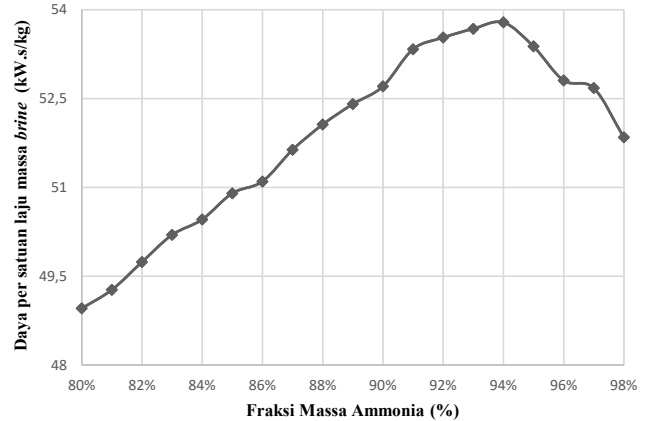
Namun terjadi penurunan ketika antara nilai fraksi massa 81-82%. Penurunan ini terjadi karena temperature keluaran kondensor menurun pada tekanan keluaran turbin yang sama. Kondisi ini akan menyebabkan nilai temperature *pinch* pada kondensor lebih kecil dari asumsi yang ditentukan yaitu 5°C. Oleh karena itu nilai tekanan keluaran turbin pada kondisi ini akan meningkat ketika nilai fraksi massa ammonia meningkat, sehingga nilai daya yang dihasilkan turbin akan menurun.

Nilai daya neto yang dihasilkan pada masing-masing puncak meningkat dengan meningkatnya nilai fraksi massa. Gambar 6 menunjukkan bahwa nilai daya neto pada fraksi massa 86% lebih besar jika dibandingkan dengan fraksi massa 81%, serta nilai daya neto pada fraksi massa 92% lebih besar dari 86%. Hal ini dikarenakan semakin besar fraksi massa dan tekanan keluaran pompa, sehingga kualitas uap yang masuk alat pemisah semakin tinggi dan laju massa uap yang mengalir pada turbin lebih besar. Namun, pada nilai fraksi massa 98% lebih kecil dibandingkan dengan 92% karena tekanan keluaran turbin lebih tinggi sehingga daya yang dihasilkan lebih kecil.

Hasil pemodelan pada temperature *brine* 125-200°C berbeda dengan hasil pemodelan pada temperature 100°C. Hasil pemodelan pada rentang temperatur ini terdapat pada Gambar 7 yang menunjukkan hasil pemodelan pada temperature *brine* 170°C.

Gambar 7 menunjukkan bahwa hasil pemodelan hanya memiliki satu puncak berbeda dengan hasil pemodelan sebelumnya. Hal ini dikarenakan nilai temperature tingkat kondisi 12 pada Gambar 1 (b) lebih dari 65°C, sehingga temperature *brine* yang keluar penukar panas 4 lebih dari 70°C karena ada batasan temperature *pinch* 5°C. Kondisi tersebut mengakibatkan nilai temperature fluida kerja masuk penukar panas 4 semakin rendah ketika nilai tekanan keluar pompa sama dan fraksi massa semakin besar, sehingga temperature

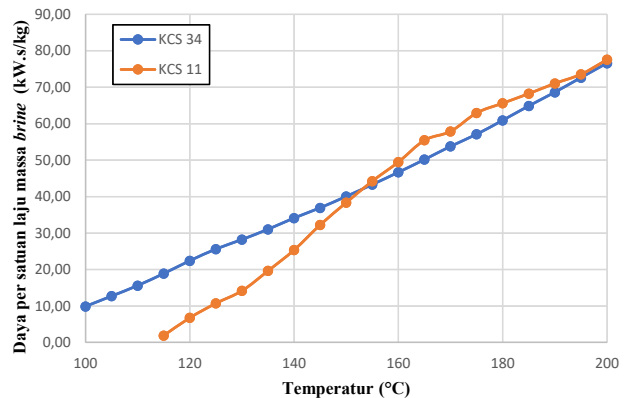
*brine* keluar penukar panas 4 semakin rendah. Hal tersebut mengakibatkan nilai kalor yang dapat dimanfaatkan siklus menjadi lebih besar dan nilai daya yang dihasilkan turbin juga meningkat.



Gambar 7. Hasil Pemodelan KCS 34 dengan Temperatur Brine 170°C

### C. Perbandingan Hasil Pemodelan KCS 11 dan KCS 34

Perbandingan antara KCS 11 dan 34 bertujuan untuk mengetahui sistem mana yang menghasilkan daya neto per satuan laju massa *brine* paling maksimum. Hasil perbandingan pada kedua sistem tersebut terdapat pada Gambar 8. Gambar tersebut menunjukkan bahwa KCS 34 menghasilkan daya neto lebih besar jika dibandingkan dengan KCS 11 pada temperature *brine* di bawah 150°C.



Gambar 8. Perbandingan hasil KCS 11 dan 34

Data lengkap perbandingan kedua sistem tersebut terdapat pada Tabel 3. Tabel tersebut menunjukkan bahwa sistem yang menghasilkan daya neto maksimum pada temperature 100-125°C adalah KCS 34. Sedangkan sistem yang cocok pada temperature *brine* 130-150°C adalah KCS 34 tanpa menggunakan alat pemisah, hal ini tentu saja tidak hanya menguntungkan dari segi daya neto tapi sistem yang digunakan juga lebih sederhana. Sistem yang cocok digunakan pada temperature 155-160°C adalah KCS 11 yang menghasilkan daya neto per satuan laju massa paling besar.

Tabel 3.  
Data sistem yang menghasilkan daya neto

$T_b$ (°C)	$\dot{W}_{Net}/\dot{m}_{brine}$ (kW.s/kg)	$x$	Efisiensi
100	9,89	92	7,85%
105	12,71	94	8,64%
110	15,60	92	9,29%
115	18,89	94	9,99%
120	22,40	95	10,74%
125	25,60	95	11,43%
130	28,22*	95	11,81%
135	31,04*	94	12,62%
140	34,13*	94	13,23%
145	36,93*	94	13,24%
150	40,06*	94	13,58%
155	43,31*	94	13,93%
160	46,68*	94	14,23%
165	50,17*	94	14,54%
170	53,79*	94	14,86%
175	57,10*	94	14,87%
180	60,93*	94	15,19%
185	64,88*	94	15,52%
190	68,63*	94	15,60%
195	72,64*	94	15,89%
200	76,96*	94	16,17%

\*Hasil Pemodelan KCS tanpa menggunakan alat pemisah (*separator*)

#### IV. KESIMPULAN/RINGKASAN

Hasil pemodelan KCS 11 menunjukkan bahwa hasil pemodelan yang menghasilkan nilai daya maksimum menggunakan fraksi massa ammonia yang semakin kecil untuk temperature *brine* yang semakin besar. Sedangkan untuk KCS 34 nilai fraksi massa optimum bernilai tidak konstan untuk temperature *brine* 100-130°C dan bernilai konstan 94% pada temperature *brine* lebih dari 130°C. Hasil pemodelan kedua sistem menunjukkan bahwa sistem yang paling optimum untuk temperatur *brine* dengan temperatur 100-125°C adalah KCS 34, Sedangkan untuk *brine* 130-150°C adalah KCS 34 tanpa menggunakan alat pemisah dan untuk temperature *brine* 155-200°C hasil peling optimum diperoleh pada pemodelan KCS 11.

#### UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Bapak Tubagus Ahmad Fauzi Soelaiman yang telah membimbing penulis selama melakukan proses penelitian. Penulis juga mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang ikut membantu kelancaran penelitian ini yang tidak bisa penulis sebutkan satu per satu.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Central Intelligence Agency, The World Fact Book, 2019 (<https://www.cia.gov/library/publications/the-world-factbook/geos/id.html>).
- [2] Badan Pusat Statistik, Penduduk Indonesia, November 2015 (<https://www.bps.go.id/publication/2015>).
- [3] Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi, Outlook Energi Indonesia 2018, 2018 (<http://www.bppt.go.id/outlook-energi/bppt-outlook-energi-indonesia>).
- [4] X. Zhang, M. He, dan Y. Zhang, A Review of Research on the Kalina Cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16: 5309–5318, 2012.
- [5] H. Mleak, Kalina Cycle Concepts for Low Temperature Geothermal. *Geothermal Resources Council Transactions*, 26: 22–25, 2002.
- [6] I. Dincer, M A Rosen dan P Ahmadi, *Optimization of Energy System*, John Wiley & Sons, Chicester, 2017.
- [7] L. Sun, W. Han, D. Zheng, dan H. Jin, Assessment of an Ammonia Water Power/Cooling Cogeneration System with Adjustable Solution Concentration, *Applied Thermal Engineering*, 61: 443-450, 2013.
- [8] J. Sun, Q. Li, dan Y. Duan, Effects of Evaporator Pinch Point Temperature Difference on Thermo-economic Performance of Geothermal Organic Rankine Cycle Systems, *Geothermics*, 75: 249–258, 2018.
- [9] F. Xu dan D. Y Guswambi, Thermodynamic Properties of Ammonia–Water Mixtures for Power Cycle Applications, *Energy*, 24: 525-536, 1999.