

Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) VIII

Universitas Diponegoro, Semarang 11-12 Agustus 2009

M5-016 Analisis Termodinamika Sistem PLTGU Modifikasi dengan Penambahan Siklus Kompresi Uap dan Siklus Rankine Organik

I Made Astina, Ronald J. Purba dan Prihadi S. Darmanto

Fakultas Teknik Mesin dan Dirgantara
Institut Teknologi Bandung
Jalan Ganesha 10 Bandung 40132, E-mail: astina@soon.com

ABSTRAK

Walaupun PLTGU merupakan sistem konversi energi dari bahan bakar menjadi tenaga listrik mempunyai efisiensi tinggi, upaya untuk meningkatkan efisiensi juga masih penting mengingat sumber energi bahan bakar fosil yang semakin menipis persediaannya dan harganya yang mahal. Dengan pertimbangan PLTGU UBP Priok merupakan sistem dan kondisi operasinya sesuai dengan perkembangan teknologi dewasa ini, sistem ini dipilih sebagai objek studi kasus untuk mendapatkan data-data yang realistis dalam studi ini. PLTGU UBP Priok memiliki kapasitas pembangkitan listrik sebesar 1.180 MW terdiri dari 2 blok, dimana 1 bloknya terdiri dari 3 unit turbin gas masing-masing 130 MW dan 1 unit turbin uap masing-masing 200 MW. Sebuah perangkat lunak dikembangkan dan didukung dengan database persamaan-persamaan tingkat keadaan termodinamika lebih dari 19 jenis fluida kerja termasuk sifat-sifat riil air dan udara. Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan, bila temperatur udara masuk kompresor diturunkan menjadi 15°C, maka peningkatan daya diperoleh sebesar 21,64% dan efisiensi meningkat dari 48,94% menjadi 51,87%. Hasil ini diperoleh pada kondisi temperatur masukan turbin gas 1070°C, temperatur gas keluar HRSG 150°C, temperatur masuk turbin ORC 140°C, tekanan masuk turbin ORC 2,5 MPa, jenis fluida kerja pada sistem pendingin dan ORC adalah R-600. Kondisi optimal diperoleh pada rasio tekanan sistem turbin gas 16. Modifikasi siklus PLTGU Priok ini dapat meningkatkan daya keluaran netto sebesar 5%-30% tergantung parameter operasi yang dipilih.

Keywords: analisis termodinamika, PLTGU, kompresi uap, Rankine organik

1. Pendahuluan

Temperatur udara di lingkungan PLTGU UBP Priok berada sekitar 30°C. Pada kondisi lingkungan tersebut, temperatur udara masuk kompresor di PLTGU Priok juga sekitar 30°C. Temperatur udara masuk kompresor di PLTGU Priok saat ini sesuai dengan standar ISO yaitu 15°C dan relative humidity (RH) 60%. Pengkondisian udara masuk kompresor agar sesuai dengan standar ISO perlu dilakukan untuk meningkatkan kinerja turbin gas menjadi 100% dari desain [1]. Penurunan temperatur udara masuk kompresor dapat dilakukan dengan menambah sistem pendingin. Berbagai penelitian pendinginan udara masuk kompresor dilakukan peneliti untuk meningkatkan daya yang dihasilkan turbin gas [2, 3, 4].

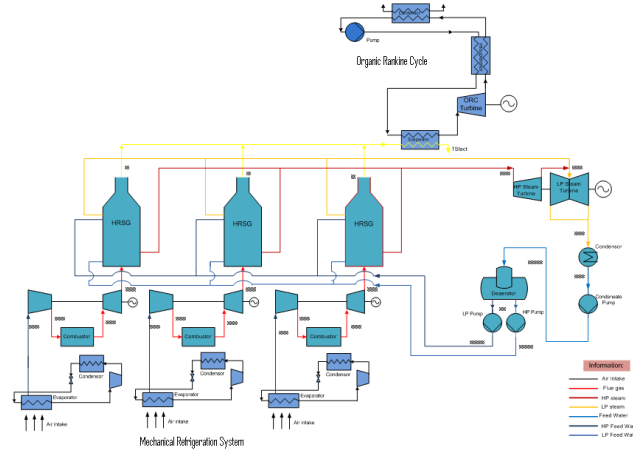
Temperatur gas buang dari HRSG masih tinggi yaitu sekitar 140°C sampai dengan 160°C ini juga berpeluang untuk dimanfaatkan sehingga energi termal tersebut tidak terbuang sia-sia. Dalam studi termoekonomi yang telah dilakukan sebelumnya [5] tentang pemanfaatan panas buang sebagai sumber panas sistem pendingin absorpsi uap tidak praktis karena kapasitas pendinginannya tidak mencukupi sehingga sistem pendingin kompresi uap masih dibutuhkan. Sistem itupun juga tidak begitu ekonomis bila dibandingkan bila semua sistem pendinginan menggunakan siklus kompresi uap. Oleh karena itu dalam studi ini, energi panas gas buang akan dimanfaatkan untuk menggerakkan siklus Rankine organik. Dengan demikian ada empat siklus yang beroperasi bersama-sama dalam sebuah sistem pembangkit daya.

Paper ini membahas karakteristik termodinamik dari sistem terintegrasi tersebut. Mengacu pada kondisi sistem PLTGU Priok, berbagai indikator kinerja pembangkit daya dikaji dalam tulisan ini. Efisiensi total sistem, peningkatan daya yang dapat diperoleh, dan kondisi-kondisi operasi dari sistem yang dapat meningkatkan kinerja sistem disimulasikan. Dengan demikian, hasil studi ini sangat berguna untuk pengembangan dan peningkatan kinerja pembangkit daya PLTGU.

2. Pengembangan Siklus Pembangkit Daya

Dengan pertimbangan hasil studi sebelumnya [5], sistem pendingin yang cocok digunakan adalah sistem pendingin kompresi uap. Udara yang akan masuk ke kompresor dilewatkan pada evaporator dari sistem kompresi uap. Temperatur udara masuk kompresor atau keluar dari evaporator diatur sampai mencapai kondisi standar ISO yaitu 15°C dan RH 60%.

Selain penambahan sistem pendinginan, pada siklus PLTGU ditambah juga siklus Rankine organik (ORC, *organic Rankine cycle*). Penambahan ORC ini untuk memanfaatkan gas buang dari HRSG (*heat recovery steam generator*) yang bertemperatur sekitar 150°C menjadi kerja turbin untuk diubah menjadi daya listrik. Selain itu penambahan ORC ini dapat mengurangi temperatur gas buang ke lingkungan sehingga energi panas yang terbuang sia-sia berkurang. Dengan penggabungan sistem PLTGU Priok yang telah ada dengan penambahan sistem pendingin dan Rankine organik, sistem keseluruhannya dapat diilustrasikan sebagaimana diberikan pada Gambar 1. Bagian atas adalah pemanfaatan gas buang dari HRSG. Sedangkan bagian bawah adalah pendinginan udara yang akan masuk kompresor.



Gambar 1. Sistem PLTGU modifikasi

3. Data Utama dan Perangkat Lunak

Data operasi PLTGU Priok yang digunakan bekerja pada *base load*, menggunakan bahan bakar HSD (*High Speed Diesel*), dan pada operasi 3 turbin gas dan 1 turbin uap. Ada 2 kelompok data utama yaitu sistem turbin gas dan sistem turbin uap.

Siklus turbin gas terdiri atas combustor, turbin gas, dan kompresor. Udara lingkungan bertemperatur 30°C dan tekanannya adalah $0,1\text{ MPa}$ serta RH 83%. Bahan bakar yang digunakan adalah solar (HSD, *high speed Diesel*) yang mempunyai nilai kalor bawah (*Lower Heating Value*) 42000 kJ/kg . Penurunan tekanan pada ruang bakar diabaikan (0%). Sedangkan efisiensi pembakaran adalah 95%. Efisiensi isentropis untuk kompresor adalah 90,2%, untuk turbin gas adalah 87,05%. Temperatur gas masuk turbin gas adalah 1070°C . Rasio tekanan pada sistem turbin gas adalah 12. Laju aliran udara total adalah 1416 kg/s . Daya turbin gas adalah 381900 kW .

Siklus turbin uap terdiri atas turbin uap tekanan tinggi dan rendah, deaerator, pompa, kondensor dan HRSG. Temperatur uap tekanan tinggi 482°C . Tekanan uap tekanan tinggi adalah 6 MPa . Temperatur uap tekanan rendah adalah 135°C , sedang tekanan uap tekanan rendah adalah $0,31\text{ MPa}$. Tekanan kondensor adalah $0,0085\text{ MPa}$ dan tekanan pompa kondensat adalah $1,1\text{ MPa}$. Temperatur deaerator adalah 135°C . Tekanan pompa air tekanan tinggi adalah $7,8\text{ MPa}$, sedang tekanan pompa air tekanan rendah adalah $1,2\text{ MPa}$. Efisiensi isentropis turbin uap adalah 90,5% dan efisiensi pompa adalah 85%. Laju aliran massa uap tekanan tinggi adalah $167,7\text{ kg/s}$ dan laju aliran massa uap tekanan rendah adalah $16,9\text{ kg/s}$. Daya turbin uap adalah 199600 kW . Data-data ini dibutuhkan dalam simulasi dengan masukan pada layar dialog yang ditampilkan pada Gambar 2.

GAS TURBINE PARAMETERS	
Inlet Temperature Gas Turbine	1070 [K]
Ratio Pressure	12
Temperature Inlet Compressor	15 [°C]
Environment Pressure	0.1 [MPa]
Fuel Heating Value	42000 [kJ/kg]
Pressure Drop at Combustor	0 [Pa]
Efficiency Combustor	95 [%]
Isentropic Efficiency Compressor	92.2 [%]
Isentropic Efficiency Gas Turbine	87.05 [%]
Temperature Gas Out at HRSG	150 [°C]
Relative Humidity	63 [%]

STEAM TURBINE PARAMETERS	
Mass Flow Rate HP Steam	100 [kg/s]
Mass Flow Rate LP Steam	55 [kg/s]
HP Steam Pressure	8 [MPa]
LP Steam Temperature	150 [°C]
LP Steam Pressure	0.45 [MPa]
Condenser Pressure	0.0085 [MPa]
Condensate Pump Pressure	1 [MPa]
Discharge Temperature	125 [°C]
HP Pump Pressure	7.8 [MPa]
LP Pump Pressure	1.2 [MPa]
Steam Turbine Efficiency	90.5 [%]
Pump Efficiency	85 [%]

ORGANIC RANKINE CYCLE WITH RECUPERATOR	
Working Fluid	Pure Fluid
ORGANIC WORKING FLUID	R-600
SELECTED EOS	Miyamoto and Watanabe 2008
Inlet Pressure Turbine	2.5 [MPa]
Inlet Temperature Turbine	140 [°C]
Turbine Isentropic Efficiency	85 [%]
Pump Isentropic Efficiency	85 [%]
Recuperator Effectiveness	90 [%]
Recuperator Pressure Drop	0 [Pa]
Saturation Temperature Condenser	30 [°C]
Condenser Pressure Drop	0 [Pa]
Evaporator Pressure Drop	0 [Pa]
Start Temperature	100 [°C]

VAPOUR COMPRESSION PARAMETERS	
Temperature Inlet Compressor	-3 [°C]
Pressure Drop in Compressor	0 [Pa]
Temperature Outlet Condenser	35 [°C]
Pressure Drop in Condenser	0 [Pa]
Isentropic Efficiency of Compressor	85 [%]
Environment Temperature	30 [°C]
Volumetric Flow of Gas	425.75 [m³/s]

RESULT	
Thermal Efficiency	51.8751 [%]
Net Work of Cycle	707.393 [MW]

Gambar 2. Layar dialog pemasukan data

Dari data-data di atas, perhitungan dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak yang telah dibuat. Dari hasil perhitungan, daya keluaran turbin gas adalah 379771 kW, daya turbin uap adalah 198835 kW, daya total 578,61 MW, dan efisiensi termal siklus 48,94%.

Analisis termodinamika siklus modifikasi PLTGU Priok ini dibagi atas 3 bagian, yaitu:

1. Pengaruh temperatur masuk kompresor pada siklus turbin gas terhadap kinerja siklus.
2. Pengaruh temperatur gas keluar HRSG terhadap kinerja siklus.
3. Pengaruh temperatur masuk turbin organik terhadap kinerja siklus.
4. Pengaruh rasio tekanan turbin gas terhadap kinerja siklus.

Perangkat lunak tersebut juga dapat dilengkapi dengan 19 jenis fluida. Metode perhitungan yang digunakan dalam database dijelaskan pada referensi [6, 7]. Sifat termodinamika udara dihitung dari persamaan tingkat keadaan yang dikembangkan Lemmon et al. [8] dan sifat-sifat air dihitung langsung dari persamaan tingkat keadaan of Saul dan Wagner [9]. Untuk sifat-sifat gas hasil pembakaran dari sistem turbin uap diasumsikan sama dengan sifat riil udara. Untuk fluida kerja organik, sifat-sifat termodinamikanya dihitung dari persamaan tingkat keadaan termodinamika baik dari model yang dihasilkan grup riset penulis [10-16] yang telah dipublikasi pada jurnal nasional dan internasional, disamping juga paper-paper peneliti lain dari jurnal internasional [8,9,17].

4. Evaluasi dan Kinerja Siklus

Dalam analisis siklus dan perbandingan sistem PLTGU modifikasi dengan sistem eksisting, beberapa indikator kinerja digunakan untuk mendapatkan informasi dari sistem secara real. Secara umum definisi efisiensi termal adalah rasio daya keluaran netto terhadap pemasukan panas pada sistem pembangkit tenaga. Oleh karena itu efisiensi sistem tersebut dapat diartikan sebagai perbandingan daya keluaran netto yang dihasilkan sistem modifikasi terhadap energi panas yang masuk ke sistem. Secara matematis dapat disajikan dalam bentuk persamaan (1).

$$\eta = \frac{W_{GT} + W_{ORC} + W_{ST} - W_{Chiller}}{Q_{GT}} \quad (1)$$

Peningkatan efisiensi dinyatakan dalam bentuk kenaikan relatif yang dapat dituliskan dalam persamaan (2).

$$\Delta\eta_{\text{relatif}} = \frac{\eta_{\text{mod}} - \eta_{\text{no mod}}}{\eta_{\text{no mod}}} 100\% \quad (2)$$

Definisi serupa juga diberikan untuk peningkatan daya. Peningkatan daya dinyatakan dalam bentuk kenaikan relatif yang dapat dituliskan dalam persamaan (3).

$$\Delta W_{\text{net, relatif}} = \frac{W_{\text{net mod}} - W_{\text{net no mod}}}{W_{\text{net no mod}}} 100\% \quad (3)$$

Sedangkan untuk kinerja pendingin kompresi uap dinyatakan dengan definisi yang sangat lazim yaitu perbandingan manfaat dengan kerja yang dilakukan, sehingga dapat dinyatakan dalam persamaan (4).

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{eva}}}{W_{\text{komp}}} 100\% \quad (4)$$

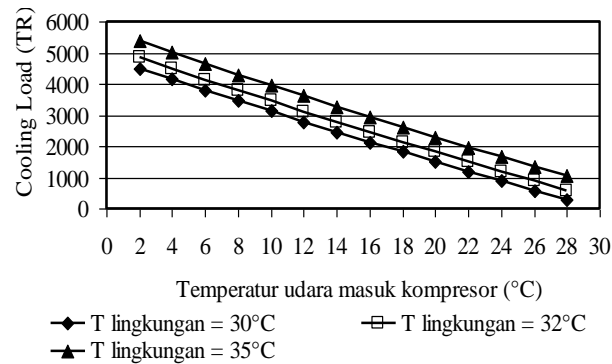
Semua penjelasan notasi dalam persamaan di atas diberikan pada nomenklatur.

5. Simulasi dan Analisis

Dengan menggunakan data-data utama dari PLTGU Priok, berbagai parameter studi diselidiki dalam simulasi. Secara umum pengaruh temperatur udara yang masuk, rasio tekanan pada sistem turbin uap, temperatur gas panas yang masuk turbin gas, temperatur gas keluaran HRSG, serta jenis fluida kerja yang digunakan pada ORC dan sistem pendinginan kompresi uap dikaji terhadap berbagai parameter kinerja seperti daya keluaran netto dan efisiensi sistem.

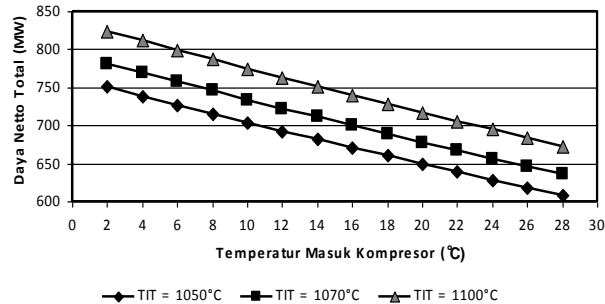
5.1 Pengaruh Temperatur Masuk Kompresor

Untuk mendapatkan kondisi udara yang lebih dingin diperlukan sistem pendinginan udara. Dalam melihat pengaruh parameter studi ini, fluida kerja yang digunakan untuk siklus pendingin kompresi uap dan ORC menggunakan R-600. Gambar 3 memperlihatkan karakteristik beban pendinginan untuk kelembaban udara yang akan dikondisikan adalah 83% dan udara yang telah dikondisikan 60%, sedangkan variasi temperatur udara hasil pendinginan pada kondisi 2°C sampai dengan 28°C dan ada tiga variasi temperatur udara lingkungannya yaitu 30, 32 dan 35°C. Rentang beban pendinginan yang sangat besar ini tergantung pada kondisi lingkungan dan kondisi yang diinginkan. Beban ini akan semua dilayani oleh sistem kompresi uap yang konsumsi energi listriknya besar untuk menggerakkan kompresor dari sistem pendinginan tersebut.

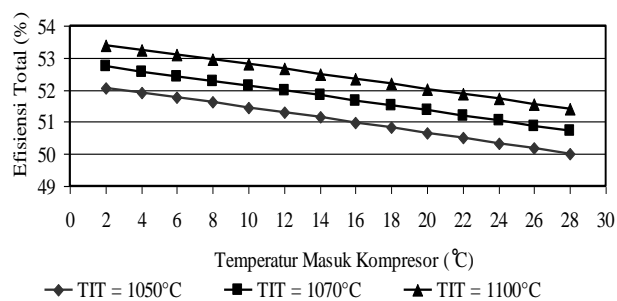


Gambar 3. Beban pendinginan untuk berbagai kondisi

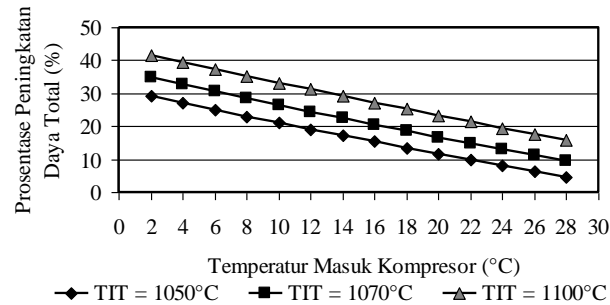
Untuk kondisi udara lingkungan 32°C dan RH 83%, masukan udara kompresor sistem turbin gas sesuai standar ISO, daya keluaran netto yang dihasilkan PLTGU modifikasi untuk variasi temperatur masukan kompresor dan turbin gas dari sistem turbin gas diperlihatkan pada Gambar 4. Untuk parameter studi yang sama, kinerja efisiensi total dan peningkatan daya sebagai konsekuensi pendinginan yang diterapkan pada udara pasokan kompresor sistem turbin gas diperlihatkan pada Gambar 5 dan 6. Hasil-hasil ini memberikan konfirmasi bahwa ada suatu keuntungan kinerja dari sistem walaupun daya yang dikonsumsi untuk pendinginan juga besar.



Gambar 4. Karakteristik kerja total untuk variasi temperatur masuk kompresor dan TIT



Gambar 5. Hubungan efisiensi total siklus untuk variasi temperatur masuk kompresor dan TIT



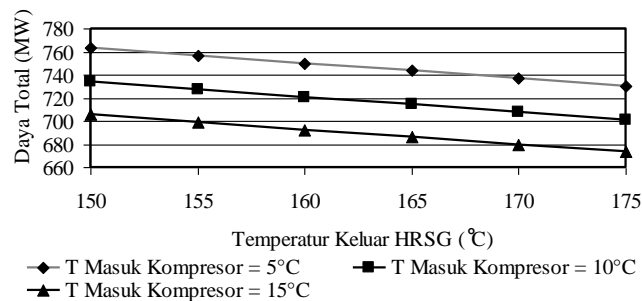
Gambar 6. Hubungan prosentase peningkatan daya total untuk variasi temperatur masuk kompresor dan TIT

Kaji termoekonomi telah diberikan penulis untuk kasus sistem yang hanya menggunakan penambahan sistem pendinginan [5]. Walaupun demikian, temperatur yang semakin rendah untuk suatu aplikasi akan menanggung resiko yang besar, bila temperatur pendinginan jauh di bawah standar ISO yaitu 15°C dan RH 60%. Dari hasil-hasil ini tampak jelas bahwa peningkatan daya keluaran netto sangat besar yakni 20% dari kondisi 30°C menjadi kondisi standar ISO. Peningkatan daya dapat mencapai 26% bila didinginkan sampai 10°C.

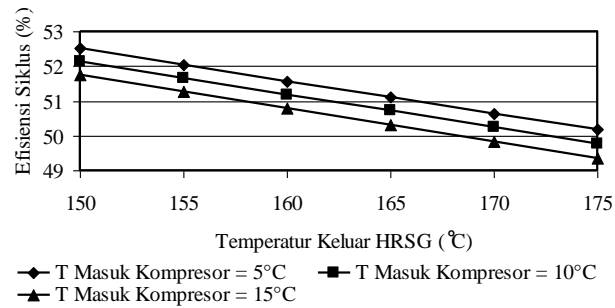
5.2 Pengaruh Temperatur Gas Keluar HRSG

Energi masukan pada sistem turbin gas bergantung pada temperatur hasil pembakaran dan laju aliran gas yang melewatinya. Semua ini ditentukan oleh jenis bahan bakar, ruang bakar, laju bahan bakar dan rasio udara dan bahan bakar. Temperatur gas keluaran HRSG berpengaruh besar sebagaimana hasil simulasi yang diberikan pada Gambar 7 sampai 9.

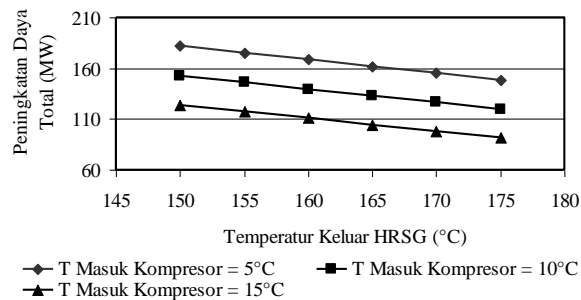
Temperatur gas keluaran HRSG menentukan jumlah pemanfaatan energi termal pada sistem turbin uap. Temperatur yang rendah berindikasi pada pemanfaatan energi lebih banyak pada sisten turbin uap, tetapi potensi pemanfaatan energi pada ORC menjadi berkurang. Gambar 7, 8 dan 9 memberikan karakteristik parameter studi tersebut untuk masing-masing daya total, efisiensi total dan peningkatan daya keluaran netto sistem PLTGU modifikasi. Hasil ini menegaskan bahwa pemanfaatan energi termal pada siklus turbin uap lebih efektif daripada pemanfaatan pada ORC. Hasil ini sebagai konsekuensi pemanfaatan panas proses ekspansi dari uap air lebih efektif dari fluida kerja organik.



Gambar 7. Karakteristik kerja total siklus terhadap temperatur gas keluar HRSG



Gambar 8 Hubungan efisiensi total siklus terhadap temperatur gas keluar HRSG

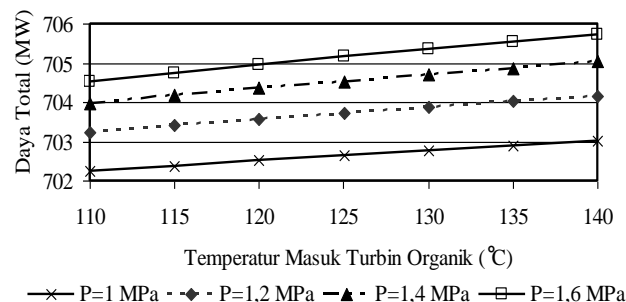


Gambar 9. Hubungan besar peningkatan kerja total siklus terhadap temperatur gas keluar HRSG

5.3 Pengaruh Temperatur Masuk Turbin Organik

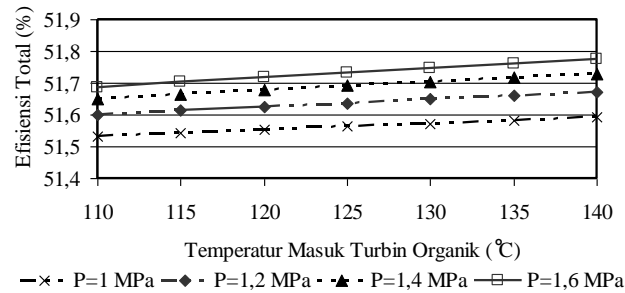
Energi masukan pada sistem turbin ORC bergantung laju aliran massa dan temperatur gas buang dari HRSG, disamping laju aliran gas yang melewatinya. Pengaruh temperatur fluida kerja yang memasuki turbin ORC terhadap kerja yang dihasilkan dan efisiensi total dari sistem PLTGU modifikasi akan disajikan bagian ini. Fluida kerja yang digunakan adalah R-600.

Gambar 10 menunjukkan karakteristik kerja total siklus yang dipengaruhi temperatur masukan fluida kerja organik ke turbin ORC pada berbagai tekanan kerja pemanas ORC. Semakin tinggi temperatur fluida kerja masuk turbin ORC akan memberikan peningkatan daya yang lebih besar. Hasil ini untuk temperatur masuk gas dari HRSG adalah 150°C. Kenaikan tekanan operasi juga memperbesar daya total yang dihasilkan.



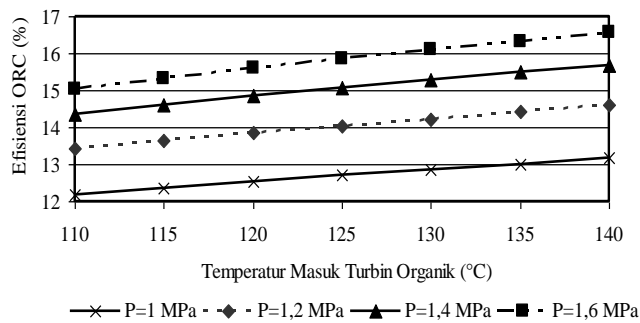
Gambar 10. Karakteristik kerja total siklus terhadap temperatur masuk turbin ORC

Hubungan efisiensi total siklus terhadap temperatur masukan fluida kerja organik ke turbin pada berbagai tekanan kerja pemanas ORC diperlihatkan pada Gambar 11. Hasil ini merupakan akibat dari kenaikan daya total yang dihasilkan oleh sistem PLTGU modifikasi, sebagai konsekuensi peningkatan pemanfaatan panas pada ORC.



Gambar 11. Hubungan efisiensi total siklus terhadap temperatur masuk turbin ORC

Pengaruh temperatur masukan turbin ORC terhadap efisiensi total siklus untuk beberapa tekanan kerja pemanas ORC ditunjukkan pada Gambar 12. Temperatur dan tekanan fluida kerja organik yang semakin tinggi akan menaikkan entalpinya sebelum masuk turbin, sehingga untuk kondisi yang sama pada kondenser ORC, daya keluaran netto turbin ORC akan meningkat. Hasil ini berkontribusi pada sistem keseluruhan.



Gambar 12. Efisiensi siklus Rankine organik pada berbagai tekanan dan temperatur maksimum operasi

5.4 Pengaruh Fluida Kerja pada Kinerja

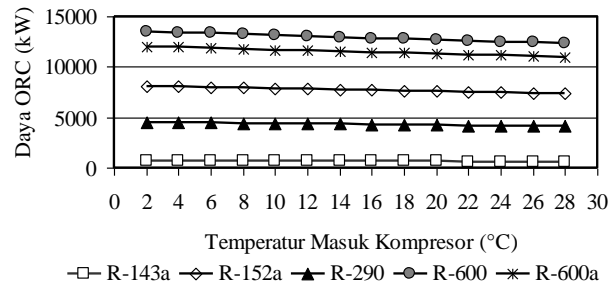
Pengaruh temperatur udara yang masuk kompresor sebagai akibat dari pengkondisian udara untuk beberapa jenis fluida kerja yang digunakan pada ORC dan sistem pendingin diperlihatkan pada Gambar 13. Hasil simulasi pada gambar ini menegaskan bahwa pendinginan udara akan berkontribusi pada peningkatan efisiensi sistem PLTGU modifikasi. Fluida kerja R-600 menghasilkan daya keluaran yang besar. Sedangkan R-143a menghasilkan daya yang paling rendah.

Gambar 14 menyajikan karakteristik efisiensi total sistem PLTGU modifikasi dengan variasi temperatur masuk kompresor dari beberapa jenis fluida organik. Daya keluaran

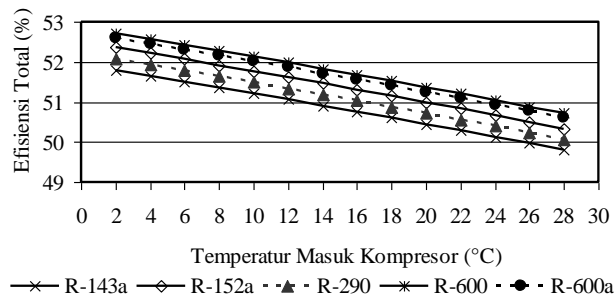
Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) VIII

Universitas Diponegoro, Semarang 11-12 Agustus 2009

ORC untuk R-600 berkontribusi paling besar pada peningkatan efisiensi total. Dari gambar 13 dan 14 tersebut, kenaikan daya ini jauh lebih kecil dari kontribusi pendinginan udara masuk kompresor pada peningkatan daya sistem turbin gas.



Gambar 13. Perbandingan efisiensi total siklus untuk berbagai fluida kerja



Gambar 14. Perbandingan efisiensi total siklus untuk berbagai fluida kerja

Pengaruh fluida kerja terhadap kerja total, efisiensi, dan prosentase peningkatan daya siklus untuk temperatur udara masuk kompresor 15°C RH 60%, temperatur keluar HRSG 150°C, temperatur masuk turbin ORC 140°C, dan tekanan masuk turbin 2,5 MPa diberikan pada Tabel 1. Hasil ini mempertegas bahwa R-600 sangat efektif digunakan dibandingkan dengan fluida lainnya yang telah disimulasikan.

Tabel 1. Kinerja pada beberapa jenis refrigeran

Refrigeran	Kerja Total Siklus (MW)	Efisiensi (%)	Prosentase Peningkatan Daya (%)
R-143a	699,80	51,28	20,34
R-152a	703,81	51,62	21,03
R-290	702,15	51,47	20,74
R-600	707,39	51,87	21,64
R-600a	706,67	51,80	21,52

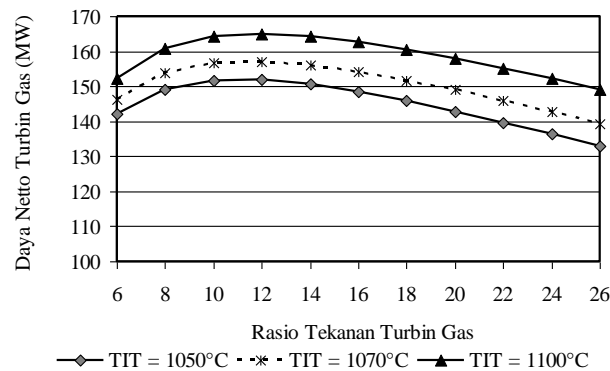
Tabel 2 memperlihatkan hasil tentang ringkasan kinerja sistem pendinginan yang digunakan dari sistem PLTGU modifikasi. Untuk kondisi operasi yang sama, pengaruh sejumlah jenis fluida kerja terhadap kinerja diperlihatkan. R-600 memberikan COP terbesar diantara fluida kerja yang telah disimulasikan dalam penelitian ini. Hasil ini menunjukkan kelompok hidrokarbon sangat efisien digunakan dari aspek pandangan konservasi energi. Tetapi dari sisi lain, kelompok fluida kerja ini mudah terbakar sehingga upaya pengurangan sifat mudah terbakar ini masih perlu dilakukan.

Tabel 2. COP kompresi uap untuk berbagai fluida kerja

Fluida kerja (refrigeran)	COP
R-143a	4,58
R-152a	5,14
R-290	4,88
R-600	5,15
R-600a	5,04

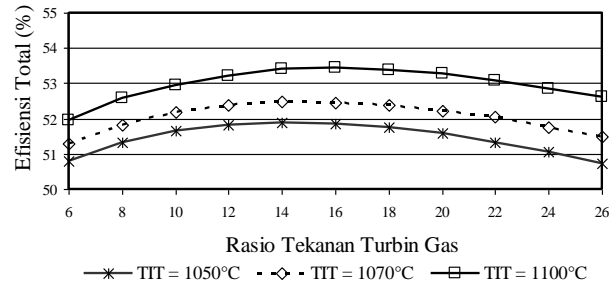
5.5 Pengaruh Rasio Tekanan Sistem Turbin Gas

Walaupun untuk pengubahan rasio tekanan pada sistem turbin gas akan menyebabkan sistem turbin gas yang ada harus diganti, studi ini hanya ingin melihat sejauh mana pengaruhnya terhadap kinerja efisiensi keseluruhan sistem. Dari hasil simulasi yang telah dilakukan menunjukkan secara umum rasio tekanan ini berpengaruh signifikan pada kinerja sistem keseluruhan. Kinerja tersebut lebih dipengaruhi oleh kinerja sistem turbin gas dari sistem PLTGU tersebut. Daya keluaran netto untuk satu sistem turbin gas dari sistem keseluruhan PLTGU modifikasi untuk variasi rasio tekanan sistem turbin gas diperlihatkan pada Gambar 15. Untuk suatu nilai TIT, sistem mempunyai suatu nilai rasio tekanan yang akan menghasilkan daya keluaran netto yang terbesar. Rasio tekanan harus dipilih supaya PLTGU modifikasi beroperasi efisien.



Gambar 15. Karakteristik kerja satu turbin gas terhadap rasio tekanan sistem turbin gas

Gambar 16 memperlihatkan pengaruh rasio tekanan pada sistem turbin gas terhadap efisiensi total pada sistem PLTGU modifikasi untuk variasi TIT yang berbeda. Kenaikan TIT memberi peningkatan yang berarti pada efisiensi total sistem. Untuk beda nilai TIT akan menyebabkan rasio tekanan yang akan menghasilkan nilai efisiensi maksimum juga berbeda. Hasil ini memberi konfirmasi bahwa rasio tekanan sistem turbin gas pada PLTGU yang terpasang tidak pada kondisi yang optimal bila modifikasi dilakukan sebagaimana yang diusulkan dalam studi ini akan berkontribusi besar.



Gambar 16. Karakteristik efisiensi total terhadap rasio tekanan turbin gas

Tabel 3 menyajikan rekapitulasi rasio tekanan yang memberikan efisiensi siklus terbesar untuk suatu TIT. Hasil ini untuk jenis fluida kerja yang digunakan pada sistem pendingin dan ORC adalah R-600. Sedangkan untuk kondisi yang lain sama dengan data-data utama yang digunakan dalam simulasi ini. Peluang penggunaan turbin gas dengan TIT yang lebih tinggi akan dapat meningkatkan efisiensi yang lebih besar.

Tabel 3. Rasio tekanan optimal dan efisiensi maksimum

Temperatur Masuk Turbin Gas (°C)	Rasio Tekanan	Efisiensi Siklus (%)	Prosentase Peningkatan Daya (%)
1050	14	52,00	14,18
1070	14	52,61	19,03
1100	16	53,55	22,60

6. Diskusi

Berdasarkan parameter studi yang telah disimulasikan, terlihat bahwa modifikasi sistem PLTGU yang telah ada berkontribusi besar pada konservasi energi. Peluang untuk optimasi sistem yang eksisting juga masih terbuka untuk diimplementasikan di lapangan. Evaluasi yang menyeluruh akan dapat meningkatkan kinerja sistem pembangkit daya, walaupun ada biaya tambahan operasi, perawatan dan investasi.

Dengan asumsi harga jual listrik Rp 650,00/kWh dan pembangkit beroperasi beban penuh 365 hari, peningkatan kinerja sistem dihitung untuk kenaikan efisiensi termal 1-5% dari sebelumnya tanpa modifikasi 48,94% serta daya keluaran netto PLTGU tanpa modifikasi 578,61 MW. Hasil selengkapnya diberikan pada Tabel 4. Dengan kenaikan efisiensi sebesar 4,62%, penambahan nilai jual listrik yang diperoleh adalah sebesar Rp

Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) VIII

Universitas Diponegoro, Semarang 11-12 Agustus 2009

310.341.859.775,00. Nilai keuntungan akan diperoleh setelah nilai tersebut dikurangi biaya operasi dan perawatan serta pembayaran biaya investasi tahunan untuk modifikasi tersebut.

Tabel 4. Peningkatan kinerja dan penjualan listrik

$\Delta\eta^*$, %	ΔW_{net} , MW	Rp/tahun
1	11,823	67.319.275.439
2	23,646	134.638.550.879
3	35,469	201.957.826.318
4	47,291	269.277.101.757
5	59,114	336.596.377.197

Catatan: $\Delta\eta^* = \eta_{modifikasi} - \eta_{tanpa\ modifikasi}$

7. Kesimpulan

Beberapa hal penting yang dapat disimpulkan dari penelitian ini adalah :

Pemanfaatan panas gas buang dari HRSG menjadi kerja turbin organik terbukti menambah daya dan efisiensi pembangkit.

1. Apabila rasio tekanan di turbin gas tetap (12) atau tidak ada penggantian sistem turbin gas, maka siklus PLTGU modifikasi ini akan menghasilkan kinerja yang optimal pada temperatur udara masuk kompresor pada turbin gas 15°C (standar ISO) dan temperatur masuk turbin gas 1070°C yaitu dengan kondisi temperatur gas keluar HRSG 150°C, tekanan masuk turbin ORC 2,5 MPa, temperatur masuk turbin ORC 140°C, dan fluida kerja pada ORC dan kompresi uap adalah R-600.
2. Dengan kondisi di atas, peningkatan daya total diperoleh sebesar 21,64% dan efisiensi total meningkat dari 48,94% menjadi 51,87%.
3. Kondisi optimum siklus modifikasi PLTGU Priok dapat diperoleh dengan mengganti sistem turbin gas dengan rasio tekanan 16 pada temperatur masuk turbin gas 1100°C. Pada kondisi ini, peningkatan daya total diperoleh sebesar 22,60% dan efisiensi total meningkat dari 48,94% menjadi 53,55%.

Nomenklatur

Simbol:

Q : panas

T : temperatur

TIT: *turbine inlet temperature of hot gas*

W : daya

η : efisiensi

ORC: siklus Rankine organik

COP: koefisien kinerja mesin pendingin

Subskrip:

GT: *gas turbine*

ST: *steam turbine*

Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) VIII

Universitas Diponegoro, Semarang 11-12 Agustus 2009

ORC: *organic Rankine cycle*

Chiller: mesin pendingin kompresi uap

Superskrip

mod: modifikasi

no mod: tanpa modifikasi

eva: evaporator

komp: kompresor

Ucapan Terimakasih

Penulis menyampaikan terimakasih kepada seluruh karyawan PLTGU Priok di bagian CCR, yang telah banyak membantu dalam perolehan data-data lapangan.

Referensi

- [1] Omidvar, B., *Gas Turbine Inlet Air Cooling System*, presented at the 3 rd Annual Australian Gas Turbine Conference, 6-7 Dec. 2001
- [2] Alhazmy, M. M., dan Y.S.H. Najjar, Augmentation of gas turbine performance using air coolers, *Applied Thermal Engineering*, 24, 415–429, 2004
- [3] Berry, J. B., Rod Schwass, James Teigen, Ron Fiskum, dan Kevin J. Rhodes, *Advanced Absorption Chiller Converts Turbine Exhaust to Air Conditionings*, International Sorption Heat Pump Conference, June 22–24, Denver, CO, USA, 2005
- [4] Chacartegui, R., F. Jiménez-Espadafor, D. Sánchez, dan T. Sánchez, *Analysis of combustion turbine inlet air cooling systems applied to an operating cogeneration power plant*, *Energy Conversion and Management*, 49, 2130–2141, 2008.
- [5] Astina, I M., Jasjukur, C., Hendrawan, dan Mustafa, M., *Thermo-Economic Study of Cooling, Heating and Power System Implemented for Indonesian Power Plants*, CD Proceeding SNTTM 7, Manado 2008.
- [6] Phommavongsa, D., Astina, I M., Darmanto, P. S., dan Sato, H., *State of Art on Implementation of Thermodynamic Model for Providing Thermo-dynamic Property Database*, Prosiding Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin. P. 105-110, Bali, Indonesia, 21-22 November, 2005.
- [7] Astina, I M., *Development of Fundamental Equations of State for Thermodynamic Properties of HFC Refrigerants*, Ph.D. Dissertation, Keio University, Japan, 2003.
- [8] Lemmon, E.W., Jacobsen, R.T., Penoncello, S.G., dan Friend, D.G., *Thermodynamic Properties of Air and Mixture of Nitrogen, Argon and Oxygen From 60 to 2000 K at Pressures to 2000 MPa*, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 29(3): 331-385, 2000.
- [9] Saul, A., dan Wagner, W., *A Fundamental Equation for Water Covering the Range from the Melting Line to 1273 K at Pressures up to 25000 MPa*, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 18 (4): 1537-1564, 1989.
- [10] Chan, S., *Development of Thermodynamic Equation of State for Alternative Refrigerants R-600 and R-600a*, Tesis Magister, Teknik Mesin FTI ITB, 2006.
- [11] J. Fitriansyah, *Pengembangan Persamaan Dasar Tingkat Keadaan Sifat-Sifat Termodinamika untuk Propana*, Tugas Sarjana, Teknik Mesin FTI ITB, 2006.

Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) VIII

Universitas Diponegoro, Semarang 11-12 Agustus 2009

- [12] Astina, I M., dan Sato, H., *A Rational Helmholtz Fundamental Equation of State for Difluoromethane with an Intermolecular Potential Background*, *Int. J. Thermophysics*, 24(4), 963-990, 2003.
- [13] Astina, I M., dan Sato, H., *A Fundamental Equation of State for 1,1,1,2-Tetrafluoroethane with Intermolecular Potential Energy Background and Reliable Ideal-Gas Properties*, *Fluid Phase Equilibria*, 221, 103-111, 2004.
- [14] Astina, I M., dan Sato, H., *A Rigorous Thermodynamic Property Model for Fluid-Phase 1,1-Difluoroethane (R-152a)*, *Int. J. Thermophysics*, 25(6), 1713-1733, 2004
- [15] Astina, I M., dan Sato, H., *A Rational Fundamental Equation of State for Pentafluoroethane with Theoretical and Experimental Bases*, *Int. J. Thermophysics*, 25(1), 113-131, 2004.
- [16] Chan. S., Astina, I M., Darmanto, P. S., dan Sato, H., *Thermodynamic Property Model for Wide Fluid Phase n-Butane*, *Jurnal Teknik Mesin* 22(2): 44-54, 2007.
- [17] Lemmon, E. W., dan Jacobsen, R. T., *An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1-Trifluoroethane (HFC-143a) for Temperatures from 161 to 450 K and Pressures up to 50 MPa*, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 29(4): 521 - 552, 2000.
- [18] Unit Bisnis Pembangkitan Priok, Indonesia Power, (http://www.indonesia-power.co.id/index.php?option=com_content&view=article&id=52:unit-bisnis-pembangkitan-priok&catid=36:ubp&Itemid=57, diakses 20 Desember 2008).