

DESAIN KONSEPTUAL UNIT KONVERSI DAYA BERBASIS KOGENERASI UNTUK REAKTOR TIPE RGTT200K

Ign. Djoko Irianto

Pusat Teknologi Reaktor dan Keselamatan Nuklir (PTRKN) - BATAN
Kawasan PUSPIPTEK Gd. No. 80 Serpong, Tangerang Selatan 15310

e-mail: igndjoko@batan.go.id

ABSTRAK

DESAIN KONSEPTUAL UNIT KONVERSI DAYA BERBASIS KOGENERASI UNTUK REAKTOR TIPE RGTT200K. RGTT200K adalah jenis reaktor gas temperatur tinggi (RGTT) yang dirancang secara konseptual menerapkan konfigurasi kogenerasi untuk pembangkit listrik, produksi hidrogen dan proses desalinasi air laut. Reaktor ini berpendingin helium dengan temperatur outlet kurang lebih 950 °C dan bertekanan 5,0 MPa. Dalam rangka penyiapan desain konseptual RGTT200K secara lengkap, diperlukan desain konseptual unit reaktor sebagai pembangkit energi termal dan unit konversi dayanya. Unit konversi daya terdiri atas beberapa komponen yang membentuk sebuah sistem. Beberapa komponen utama unit konversi daya RGTT200K yang menerapkan siklus langsung adalah Intermediate Heat Exchanger (IHX), turbin, kompresor, rekuperator, intercooler, dan unit pemurnian gas helium. IHX digunakan untuk memindahkan energi termal dari sistem pendingin primer ke instalasi produksi gas hidrogen, sedangkan intercooler untuk memasok energi termal ke unit desalinasi air laut. Dalam penelitian ini telah dilakukan perhitungan termodinamik sistem yang meliputi semua komponen utama unit konversi daya RGTT200K. Efektivitas dan perpindahan panas aktual penukar panas dihitung menggunakan metode ϵ -NTU (Number of Transfer Unit) dan pendekatan LMTD (log mean temperature difference). Hasil perhitungan distribusi daya pada konsep kogenerasi unit konversi daya RGTT200K adalah 62,3 MWt untuk produksi gas hidrogen, 73,5 MWt untuk pembangkit listrik, dan 56,0 MWt untuk unit desalinasi air laut. Hasil ini cukup memadai untuk dapat ditindak-lanjuti pada tahapan desain selanjutnya yaitu desain dasar (*basic design*).

Kata kunci: RGTT200K, desain konseptual, unit konversi daya, kogenerasi, distribusi daya

ABSTRACT

CONCEPTUAL DESIGN OF POWER CONVERSION UNIT BASED ON COGENERATION FOR RGTT200K REACTOR TYPE. RGTT200K is a high temperature gas-cooled reactor (HTGR) which be conceptually designed using cogeneration configuration for electric generation, hydrogen production and for desalination process. This reactor employs a helium-coolant with operating pressure 5,0 MPa and 950 °C outlet temperature. In the frame of preparation RGTT200K conceptual design, it is need a conceptual design of reactor unit and their power conversion unit. Power conversion unit comprises many component. Some component in power conversion unit of RGTT200K is intermediate heat exchanger (IHX), turbine, compressor, recuperator, intercooler and helium purification system. IHX is used to transfer thermal energy from the primary reactor cooling system to the hydrogen production system, and the intercooler is used to supply thermal energy to the sea water desalination unit. In this research, the system thermodynamic of power conversion unit of RGTT200K have been calculated. The effectiveness and the total heat transfer of heat exchanger have been calculated using ϵ -NTU (Number of Transfer Unit) method and LMTD (log mean temperature difference) approach. Calculation result of power distribution in the cogeneration concept of RGTT200K power conversion unit are 62.3 MWt used to hydrogen production unit, 73.5 MWt used for electric generation, and 56.0 MWt used to sea water desalination unit. This result shows that the conceptually designed of power conversion unit of RGTT200K could be followed to the next step of designed namely basic design.

Keywords: RGTT200K, conceptually designed, power conversion unit, cogeneration, power distribution

1. PENDAHULUAN

Peningkatan kebutuhan energi untuk sektor industri, transportasi dan rumah tangga yang dipasok dari minyak bumi menyebabkan kelangkaan minyak bumi dan bahan bakar fosil lainnya dalam beberapa dekade mendatang. Kondisi ini mendorong berkembang-pesatnya penelitian dan pengembangan untuk mengeksplorasi sumber-sumber energi baru dan terbarukan, terutama paket teknologi energi yang efisien serta ramah lingkungan. Untuk mengurangi ketergantungan dan sekaligus memperpanjang umur cadangan energi bahan bakar fosil yang ada, pemerintah menggalakkan penelitian dan pengembangan yang bertujuan menggali berbagai sumber daya energi terbarukan serta meningkatkan efisiensi pemanfaatan sumber energi yang ada, termasuk opsi pemanfaatan energi nuklir.

Dalam rangka mendukung opsi pemanfaatan energi nuklir di Indonesia, berbagai kegiatan yang mendukung penguasaan teknologi nuklir khususnya teknologi reaktor terus diintensifkan. Penetapan URD (*User Requirement Document*) dan penetapan jenis reaktor menjadi prioritas. Kegagalan reaktor air didih (*Boiling Water Reactor* = BWR) di Fukushima Jepang mengatasi gelombang tsunami, semakin menambah wawasan dalam memilih jenis reaktor yang lebih handal dan memiliki faktor keselamatan reaktor yang tinggi. Selain faktor keselamatan reaktor, penetapan jenis reaktor juga diarahkan pada jenis reaktor yang mampu menerapkan konsep kogenerasi yaitu untuk pembangkit listrik dan untuk memasok energi pada aplikasi proses industri lainnya. Dengan demikian, reaktor nuklir tidak semata sebagai pembangkit listrik, tetapi juga digunakan sebagai pemasok energi termal untuk keperluan industri. Konsep sistem ini kemudian dikenal sebagai sistem energi nuklir (SEN). Penelitian dan pengembangan SEN perlu memperhatikan faktor keselamatan, keamanan, keandalan dan keekonomian, serta kebutuhan mendasar masyarakat setempat. Salah satu jenis reaktor yang dipertimbangkan untuk dikembangkan dalam rangka pemenuhan energi di Indonesia adalah jenis reaktor gas temperatur tinggi (RGTT).

Tahapan pengembangan suatu instalasi SEN dari awal hingga operasi komersial adalah desain konseptual (*conceptual design*), desain dasar (*basic design*), desain detail (*detail design*), demonstrasi instalasi (*plant demonstration*) atau prototipe, dan operasi komersial (*comercial operation*)^[1]. Pada tahap awal pengembangan ini dilakukan penyiapan desain konseptual RGTT dengan konsep kogenerasi berdaya termal 200 MW yang dikenal dengan nama RGTT200K. Konsep kogenerasi RGTT200K ditujukan untuk pembangkit listrik, produksi hidrogen dan proses desalinasi air laut. RGTT200K didesain berpendingin gas helium dengan temperatur *outlet* reaktor 950 °C dan bertekanan 5 MPa. Keberhasilan desain sistem energi nuklir ini sangat ditentukan oleh keberhasilan desain sistem reaktor dan desain unit konversi dayanya termasuk di dalamnya desain kinerja komponen-komponennya. Komponen utama unit konversi daya dalam RGTT200K adalah *intermediate heat exchanger* (IHX), turbin, kompresor, rekuperator dan *intercooler*.

Ada beberapa konsep konfigurasi kogenerasi yang dapat dipertimbangkan untuk unit konversi daya RGTT baik siklus langsung maupun siklus tak langsung. Dalam konfigurasi siklus tak langsung, melalui IHX energi termal dipindahkan dari reaktor ke sistem kogenerasi untuk pembangkit listrik dan untuk proses produksi gas hidrogen ataupun untuk aplikasi lainnya. Dalam

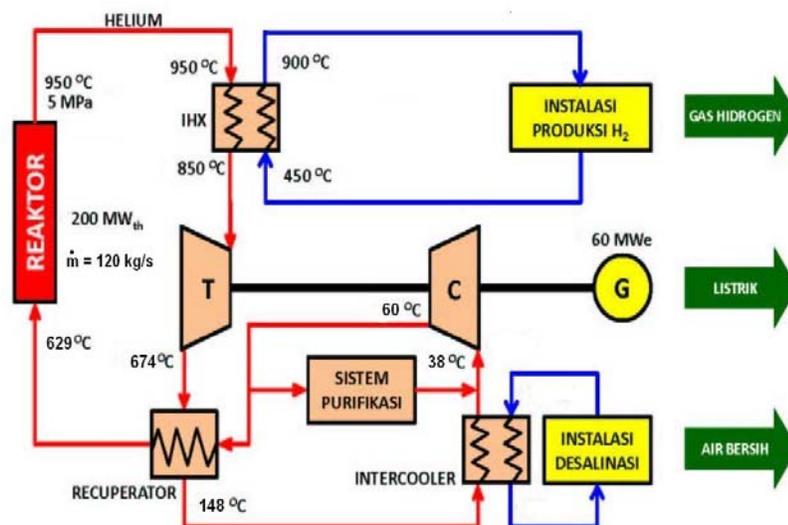
hal ini IHX sebagai perantara antara sistem primer dan sistem sekunder. Sedangkan dalam konfigurasi siklus langsung, turbin dipasang dalam satu lintasan sistem primer. IHX sebagai media pemindah panas dari sistem primer ke instalasi produksi gas hidrogen dapat dipasang secara serial maupun paralel terhadap turbin.

Untuk menunjang desain konseptual unit konversi daya RGTT200K, telah dilakukan kajian dan analisis untuk menentukan konfigurasi kogenerasi yang optimal. Konfigurasi kogenerasi dengan siklus langsung memiliki efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan dengan konfigurasi kogenerasi siklus tak langsung.^[2] Dalam desain konseptual RGTT200K ini digunakan unit konversi daya dengan konfigurasi siklus langsung dimana IHX dan turbin dipasang secara serial. Dengan mengacu pada konsep desain reaktor GTHTR300C^[3], telah dilakukan analisis kinerja IHX yang meliputi nilai efektivitas IHX. Nilai efektivitas IHX untuk desain konseptual ini telah diperoleh sebesar 0,9947^[4].

Dalam makalah ini dibahas tentang hasil analisis perancangan untuk mendapatkan desain konseptual unit konversi daya RGTT200K. Analisis perancangan dilakukan dengan pemodelan proses termodinamika pada siklus unit konversi daya RGTT200K dengan perhitungan neraca massa dan neraca energinya, termasuk perhitungan parameter karakteristik komponen-komponen utamanya. Komponen utama unit konversi daya dalam RGTT200K adalah turbin, kompresor dan 3 buah penukar panas yang terdiri dari IHX, rekuperator dan *intercooler*. Parameter karakteristik penukar panas meliputi nilai efektivitas, efisiensi dan laju perpindahan panas aktualnya. Efektivitas penukar panas dihitung menggunakan metode ϵ -NTU (*Number of Transfer Units*) dan metode pendekatan LMTD (*Logarithmic Mean Temperature Difference*). Efektivitas penukar panas menggambarkan beban panas aktual dibagi dengan beban panas maksimum yang mungkin pada penukar panas. Berdasarkan metode ϵ -NTU, nilai efektivitas penukar panas sangat dipengaruhi oleh laju alir fluida pendingin, temperatur inlet dan outlet pada sisi panas dan sisi dingin penukar panas. Perhitungan termodinamika untuk turbin dan kompresor diterapkan pada turbin dengan aliran aksial. Untuk keperluan desain konseptual ini, pemodelan aliran pendingin dalam sistem perpipaan dapat diabaikan. Dengan demikian nilai kehilangan tekanan (*pressure loss*) dalam perpipaan juga diabaikan.

2. KONFIGURASI UNIT KONVERSI DAYA KOGENERASI RGTT200K

Ada tiga konfigurasi unit konversi daya yang dapat dipertimbangkan dalam desain konseptual unit konversi daya RGTT200K^[4]. Ketiga konfigurasi unit konversi daya ini secara umum dibedakan atas penempatan turbin sebagai komponen pembangkit listrik. Jika turbin ditempatkan pada siklus pendingin primer, konfigurasi ini disebut sebagai siklus langsung sedangkan apabila turbin ditempatkan pada sistem pendingin sekunder disebut sebagai siklus tak langsung. Berdasarkan berbagai hasil kajian dan analisis, konfigurasi siklus langsung memiliki beberapa keuntungan, salah satu di antaranya adalah bahwa siklus langsung memiliki efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan dengan siklus tak langsung^[2].



Gambar 1. Konfigurasi Unit Konversi Daya RGTT200K^[4]

Dalam desain konseptual ini dipilih konfigurasi siklus langsung seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1. Sumber energi termal adalah reaktor gas temperatur tinggi (RGTT) berdaya 200 MWt dengan temperatur *outlet* 950°C dan tekanan *outlet* 5 MPa. Gas helium sebagai pendingin primer mengalir dari reaktor membawa energi termal melalui *intermediate heat exchanger* (IHX), turbin, rekuperator, *precooler*, kompresor dan kembali ke reaktor. Instalasi produksi gas hidrogen menerima energi termal dari unit konversi daya kogenerasi melalui IHX, sedangkan instalasi desalinasi air laut menerima energi termal dari unit konversi daya melalui *precooler*.

Salah satu hal yang perlu dipertimbangkan dalam siklus langsung adalah kemungkinan masuknya gas pengotor ke dalam pendingin reaktor. Masuknya gas pengotor ke dalam pendingin primer melalui mekanisme *ingres* baik *water ingres* maupun *air ingres* dapat berpengaruh pada perpindahan panas, integritas material struktur serta keandalan operasi sistem reaktor. Dengan demikian, dalam konfigurasi kogenerasi siklus langsung juga harus dipasang sistem pemurnian gas helium dalam siklus unit konversi daya. Sistem pemurnian gas helium dipasang pada *outlet* kompresor dan output sistem pemurnian gas helium pada *inlet* kompresor.

3. METODE PERHITUNGAN

3.1. Perhitungan Penukar Panas

Untuk keperluan desain konseptual unit konversi daya RGTT200K, parameter karakteristik penukar panas yang meliputi IHX, rekuperator dan *intercooler* harus dihitung. Parameter karakteristik penukar panas yang dihitung meliputi efektivitas, efisiensi, dan laju perpindahan panas aktual. Nilai kehilangan tekanan (*pressure loss*) pada setiap unit penukar panas ditetapkan berdasarkan acuan sebesar 0,002 MPa^[5]. Besaran laju alir pendingin ditetapkan dari hasil desain sistem reaktor yaitu sebesar 120 kg/s. Untuk desain konseptual IHX mengacu pada desain IHX yang digunakan pada reaktor GTHTR300C^[3].

Parameter efektivitas penukar panas (IHX, rekuperator, *intercooler*) menggambarkan besarnya laju perpindahan panas aktual dibagi dengan laju perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi pada penukar panas tersebut. Laju perpindahan panas aktual pada penukar panas adalah besarnya panas yang dipindahkan dari sisi panas ke sisi dingin penukar panas. Dengan mempertimbangkan konsep konservasi massa dan konservasi energi, besarnya laju perpindahan panas aktual pada penukar panas dapat dihitung dengan rumusan^[6,7] sbb.:

$$q = U A \frac{\Delta T_{out} - \Delta T_{in}}{\ln \frac{\Delta T_{out}}{\Delta T_{in}}} \quad (1)$$

$$= U A \Delta T_{LMTD}$$

dengan:

q = laju perpindahan panas aktual

U = koefisien perpindahan panas keseluruhan (*overall heat transfer coefficient*)

A = luas permukaan perpindahan panas

ΔT_{LMTD} = LMTD

Nilai LMTD (*Logarithmic Mean Temperature Difference*) adalah nilai yang berkaitan dengan perbedaan temperatur antara sisi panas dan sisi dingin penukar panas. Dengan asumsi bahwa aliran pendingin mengalir dalam kondisi tunak (*steady state*), tidak ada kehilangan panas secara keseluruhan, tidak ada perubahan fase pendingin, maka nilai LMTD dapat dihitung menggunakan persamaan^[6,7] sbb.:

$$LMTD = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln \left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}} \right)} \quad (2)$$

dengan:

$T_{h,in}$ = temperatur inlet pada sisi panas

$T_{h,out}$ = temperatur outlet pada sisi panas

$T_{c,in}$ = temperatur inlet pada sisi dingin

$T_{c,out}$ = temperatur outlet pada sisi dingin

Secara umum nilai efektivitas (ϵ) penukar panas dapat didefinisikan sebagai perbandingan laju perpindahan panas aktual dengan laju perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi pada penukar panas. Sehingga nilai efektivitas penukar panas dapat dihitung menggunakan persamaan^[5,6,7] berikut:

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (3)$$

dengan:

q = laju perpindahan panas aktual

q_{max} = laju perpindahan panas maksimum yang mungkin

Untuk menghitung efektivitas penukar panas, perlu dihitung terlebih dahulu besaran laju perpindahan panas aktual (q) dan besaran laju perpindahan panas maksimum yang mungkin secara hipotetis (q_{\max}) pada penukar panas. Nilai besaran q_{\max} menunjukkan besarnya panas maksimum yang dapat ditransfer atau dipindahkan di antara kedua fluida pendingin. Nilai q_{\max} pada penukar panas dapat dicapai apabila panjang penukar panas tak hingga. Pada penukar panas yang panjangnya tak hingga, akan dicapai beda temperatur fluida pendingin maksimum sebesar $T_{h,i} - T_{c,i}$ (Perbedaan antara temperatur inlet pada sisi panas dan temperatur inlet pada sisi dingin). Selain itu, nilai q_{\max} juga dipengaruhi oleh nilai laju alir massa pendingin dikalikan dengan panas spesifik yang minimum. Nilai perkalian laju alir massa pendingin dengan panas spesifik sering disebut sebagai laju kapasitasansi panas (C_h dan C_c)^[4,5,6]. Nilai C_h dan C_c masing-masing menunjukkan nilai laju kapasitasansi panas untuk fluida panas dan fluida dingin. Nilai terkecil diantara nilai C_h dan nilai C_c disebut sebagai laju kapasitasansi panas minimum (C_{\min}). Alasan pemilihan laju kapasitasansi panas minimum adalah untuk mencakup perpindahan panas maksimum yang mungkin di antara kedua fluida kerja. Dengan demikian nilai laju perpindahan panas maksimum (q_{\max}) dapat dihitung dengan persamaan^[5,6,7] berikut.:

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (4)$$

Sementara itu nilai laju perpindahan panas aktual pada penukar panas dapat dihitung dengan persamaan^[5,6,7] berikut.:

$$\begin{aligned} q &= C_h (T_{h,in} - T_{h,out}) \\ &= C_c (T_{c,out} - T_{c,in}) \end{aligned} \quad (5)$$

Dengan mensubstitusi persamaan (4) dan (5) ke dalam persamaan (3), maka dapat diperoleh persamaan untuk menghitung nilai efektivitas penukar panas^[5,6,7,8] sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{C_h (T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \\ &= \frac{C_c (T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})} \end{aligned} \quad (6)$$

dengan:

$$C_h = (\dot{m} c_p)_h \quad \text{dan} \quad C_c = (\dot{m} c_p)_c \quad (7)$$

Secara keseluruhan, nilai efektivitas penukar panas sangat dipengaruhi oleh laju alir fluida pendingin, temperatur *inlet* dan temperatur *outlet* pada sisi panas dan sisi dingin sistem penukar panas. Efektivitas penukar panas adalah besaran tak berdimensi yang nilainya antara 0 dan 1. Jika diketahui nilai efektivitas untuk penukar panas tertentu dengan kondisi aliran *inlet*, maka dapat dihitung jumlah panas yang dapat ditransfer atau dipindahkan di antara kedua fluida pendingin pada penukar panas.

Nilai efektivitas penukar panas juga dapat dihitung menggunakan nilai perbandingan laju kapasitasansi panas (C_r) dan nilai NTU. Nilai NTU bergantung pada parameter rancangan penukar panas yang meliputi perkalian antara koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) dan luas

permukaan perpindahan panas (A) dibagi dengan parameter kondisi operasi (C_{\min}). Nilai U dan A sangat dipengaruhi oleh geometri sistem penukar panas. Parameter C_r dan NTU dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (C_r < 1) \quad (8)$$

dan

$$NTU = \frac{U A}{C_{\min}} \quad (9)$$

dengan:

U : koefisien perpindahan panas keseluruhan, dan A : luas perpindahan panas.

Koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) dapat dihitung menggunakan persamaan sbb.^[4,5,6]:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{hot}} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_{cold}} \quad (10)$$

dengan

h = koefisien perpindahan panas konveksi masing-masing fluida pendingin pada sisi panas dan sisi dingin.

Δx = ketebalan dinding pipa

k = konduktivitas termal pada material

Kombinasi persamaan (6), (7), dan (8) maka dapat diperoleh persamaan untuk memperoleh nilai efektivitas penukar panas yang sering disebut sebagai metode ε -NTU. Untuk penukar panas dengan aliran berlawanan (*counter flow*), maka efektivitas penukar panas dapat dihitung dengan persamaan sbb.:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1-C_r)]} \quad (11)$$

Metode ε -NTU juga sering digunakan untuk menghitung laju perpindahan panas dalam penukar panas bila tidak cukup informasi untuk menghitung LMTD. Dalam analisis sistem penukar panas, temperatur *inlet* dan *outlet* dapat ditentukan menggunakan metode LMTD, tetapi bila informasi ini tidak cukup metode ε -NTU dapat digunakan.

3.2. Perhitungan Turbin dan Kompresor

3.2.a. Perhitungan Turbin Aliran Aksial

Dalam desain konseptual unit konversi daya pada RGTT200K ini dipilih turbin dengan aliran aksial. Dengan menerapkan persamaan energi aliran mantap berkembang penuh di sepanjang rotor atau sudu jalan, maka kerja yang diberikan oleh turbin dapat dihitung menggunakan persamaan^[9] sebagai berikut:

$$W_{turbin} = \dot{m} c_p (T_1 - T_2) \quad (12)$$

Sedangkan rasio tingkat tekanan antara tekanan *inlet* dan tekanan *outlet* pada turbin dapat dihitung menggunakan persamaan^[9] sebagai berikut:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (13)$$

Temperatur *outlet* dari turbin dapat dihitung menggunakan persamaan^[9] sebagai berikut:

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \eta_s \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\} \quad (14)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

Pada persamaan (12) sampai dengan persamaan (14) di atas, subskrip 1 untuk titik masuk (*inlet*) turbin dan subskrip 2 untuk titik keluar (*outlet*) turbin. P dan T masing-masing untuk tekanan dan temperatur absolut. Besaran w , \dot{m} , c_p , c_v , η_s secara berurutan menyatakan kerja turbin spesifik, laju aliran massa, kapasitas panas spesifik tekanan konstan, kapasitas panas spesifik volume konstan, dan efisiensi isentropis turbin.

3.2.b. Perhitungan kompresor

Dengan menggunakan persamaan energi untuk aliran mantap dan berkembang penuh pada rotor kompresor, maka kerja besarnya kompresor dapat dihitung menggunakan persamaan^[9] sebagai berikut:

$$W_{\text{kompresor}} = \dot{m} c_p (T_2 - T_1) \quad (15)$$

Sedangkan rasio tingkat tekanan antara tekanan *outlet* dan tekanan *inlet* pada kompresor dapat dihitung menggunakan persamaan^[9] sebagai berikut:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (16)$$

Temperatur *outlet* dari kompresor dapat dihitung menggunakan persamaan^[9] sebagai berikut:

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_s} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \right\} \quad (17)$$

Nomenklatur besaran pada persamaan-persamaan untuk kompresor yaitu persamaan (15) sampai dengan persamaan (17) yang meliputi besaran w , \dot{m} , c_p , c_v , η_s sama dengan nomenklatur pada persamaan-persamaan untuk turbin yaitu persamaan (12) sampai dengan persamaan (14).

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

RGTT200K secara konseptual didesain dengan menerapkan siklus kogenerasi untuk pembangkit listrik, produksi gas hidrogen dan proses desalinasi air laut. Dalam desain konseptual

RGTT200K ini, sebagai sumber energi termal adalah sistem reaktor gas temperatur tinggi berdaya termal 200 MWt. Untuk keperluan produksi gas hidrogen ditetapkan daya termal kurang lebih 60 MWt. Karena itu, untuk keperluan desain konseptual unit konversi daya kogenerasi dengan konfigurasi siklus langsung seperti pada Gambar 1 ini, maka IHX harus didesain mampu mentransfer energi termal dari sisi primer (sisi panas) ke sisi sekunder (sisi dingin) kurang lebih sebesar 60 MWt.

Sistem reaktor dalam desain konseptual unit konversi daya ini mengacu pada konsep sistem *Very High Temperature Reactor (VHTR)*^[3,5]. IHX digunakan untuk menyediakan energi termal pada instalasi produksi hidrogen. Desain konseptual IHX yang digunakan mengacu pada geometri desain IHX untuk reaktor GTHTR300C^[3], sedangkan parameter termodinamikanya dihitung sesuai dengan persyaratan desain yang ditetapkan bagi reaktor RGTT200K. Parameter reaktor yang digunakan sebagai dasar desain konseptual unit konversi daya RGTT200K tersebut meliputi : daya termal reaktor temperatur *outlet*, tekanan *outlet* dan laju aliran pendingin. Nilai besaran tersebut adalah daya termal reaktor 200 MWt, temperatur *outlet* reaktor 950 °C, tekanan *outlet* reaktor 5,0 MPa, dan laju alir gas helium sebagai pendingin primer adalah 120 kg/s. Parameter-parameter reaktor RGTT200K tersebut ditunjukkan pada Tabel 1.

Tabel 1. Parameter reaktor untuk desain unit konversi daya RGTT200K^[4]

Parameter	Nilai
Daya reaktor	200 MWt
Temperatur <i>outlet</i> reaktor	950 °C
Temperatur <i>inlet</i> reaktor	650 °C
Tekanan <i>outlet</i> reaktor	5,0 MPa
Laju alir massa helium	120 kg/s

Pada desain unit konversi daya RGTT200K dengan konfigurasi siklus langsung seperti pada Gambar 1, gas helium sebagai fluida pendingin primer keluar dari sistem reaktor dengan temperatur 950 °C. Gas helium tersebut mengalir masuk ke bagian *shell* pada IHX dan keluar dari IHX dengan temperatur 850 °C. Gas helium dengan temperatur 850 °C kemudian digunakan untuk menggerakkan turbin gas yang dipasang langsung pada *outlet* IHX dan diteruskan ke rekuperator, *precooler* kemudian ke kompresor.

Tabel 2. Parameter geometri pada desain konseptual IHX berdasar pada GTHTR300C^[3]

Parameter	Nilai
Diameter luar pipa / <i>tube</i>	45 mm
Tebal pipa / <i>tube</i>	5 mm

Jumlah pipa (<i>tube</i>) dalam <i>shell</i>	724
Jumlah kolom kumparan pipa / <i>tube</i>	22
Diameter dalam <i>shell</i>	4,57 m
Luasan perpindahan panas	1448 m ²

Untuk perhitungan parameter karakteristik desain konseptual IHX pada unit konversi daya RGTT200K, nilai kehilangan tekanan (*pressure loss*) pada setiap unit penukar panas ditetapkan berdasarkan acuan sebesar 0,002 MPa^[5] Berdasarkan geometri pada desain IHX untuk reaktor GTHTR300C^[3], telah ditetapkan semua parameter geometri pada desain konseptual IHX pada RGTT200K. Parameter geometri tersebut meliputi diameter *shell* maupun *tube* (pipa), ketebalan pipa, jumlah pipa dalam *shell* dan luasan perpindahan panas antara sisi panas dan sisi dingin. Parameter geometri pada desain konseptual IHX ditunjukkan pada Tabel 2.

Fluida pendingin (helium) pada sisi panas maupun sisi dingin pada desain konseptual IHX adalah helium. Kapasitas panas spesifik untuk helium pada tekanan tetap (c_p) adalah 5.1932 J/(g·K)^[10]. Dengan menggunakan persamaan (7), maka nilai laju kapasitansi panas C_h dan C_c masing-masing dapat dihitung sebesar 623,18 J/(K s) dan 467,39 J/(K s). Karena nilai C_{min} dan C_{max} masing-masing dipilih dari nilai C_h dan C_c yang terendah dan yang tertinggi maka nilai C_{min} , C_{max} , masing-masing dapat diperoleh sebesar 623,18 J/(K s), 467,39 J/(K s). Sedangkan laju kapasitansi panas rata-rata (C_r) dihitung menggunakan persamaan (8) dan diperoleh sebesar 0,75.

Koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) dipengaruhi oleh material pendingin (koefisien perpindahan panas konveksi helium), material pipa (konduktivitas panas pipa) dan geometri pipa pada IHX. Nilai koefisien perpindahan panas konveksi helium (h) dan nilai konduktivitas panas pipa hastelloy (k) masing-masing berdasarkan acuan sebesar^[10] 10 W/m²K dan 8,655 W/mK. Dengan menggunakan persamaan (10) maka dapat diperoleh nilai U sebesar 4,99 W/m²K. Sedangkan luas perpindahan panas (A) sangat dipengaruhi oleh geometri IHX. Mengacu pada geometri rancangan IHX pada reaktor tipe GTHTR300C^[3], nilai A adalah 1448 m². Dari kedua parameter tersebut, dengan menggunakan persamaan (9), nilai NTU pada IHX dapat dihitung sebesar 15,4457. Didasarkan nilai NTU ini dan desain konseptual IHX yang alirannya dirancang berlawanan antara fluida panas dan fluida dingin, maka nilai efektivitas IHX dapat dihitung dengan menggunakan metode ϵ -NTU seperti pada persamaan (11).

Berdasarkan nilai efektivitas IHX yang dihitung menggunakan persamaan (11) yang disubstitusi ke dalam persamaan (6) maka dapat diperoleh besaran temperatur *outlet* IHX dan parameter termodinamika lainnya. Dengan demikian laju perpindahan panas aktual pada IHX dapat dihitung menggunakan persamaan (5), dan hasilnya adalah 62,318 MWt. Hasil perhitungan termodinamika untuk desain konseptual IHX ditunjukkan pada Tabel 3.

Tabel 3. Parameter termodinamika pada IHX untuk unit konversi daya RGTT200K

Parameter	Nilai
Beban daya IHX (q_{aktual})	62,318 MWt
LMTD	168,314 °C
NTU	15,4457
Luasan perpindahan panas	1448 m ²
Temperature <i>inlet</i> pada <i>tube</i>	450 °C
Temperature <i>outlet</i> pada <i>tube</i>	900 °C
Laju alir massa helium pada tube	90,0 kg/s
Tekanan pada sisi <i>shell</i>	5,1 MPa
Temperature <i>inlet</i> pada <i>shell</i>	950 °C
Temperature <i>outlet</i> pada <i>shell</i>	850 °C
<i>Pressure loss</i>	0,002 MPa
Laju alir massa helium pada tube	120,0 kg/s
Tekanan pada sisi <i>shell</i>	5,0 MPa
Diameter luar pipa/ <i>tube</i>	45 mm
Tebal pipa/ <i>tube</i>	5 mm
Jumlah pipa (<i>tube</i>) dalam <i>shell</i>	724
Efektivitas IHX	0,9947

Daya termal reaktor pada desain konseptual RGTT200K adalah 200 MWt, beban kerja desain konseptual IHX berdasarkan perhitungan menggunakan persamaan (5) adalah 62,318 MWt, sehingga daya termal yang diperlukan untuk menggerakkan turbin gas dan untuk desalinasi air laut adalah selisih antara daya termal reaktor dengan beban kerja IHX. Jadi daya termal untuk pembangkit listrik dan desalinasi air laut adalah sebesar 137,681 MW. Dengan demikian dari total daya termal reaktor, sekitar 62,318 MWt digunakan untuk keperluan produksi gas hidrogen yang dipasang pada sisi sekunder dari IHX. Pada proses ini, panas reaktor ditransfer melalui IHX ke loop sekunder untuk diteruskan ke instalasi produksi gas hidrogen yang menggunakan metode proses termokimia.

Dengan menetapkan besaran efisiensi isentropis turbin dalam desain ini sebesar 0,92^[9], menggunakan persamaan (13) dan (14) maka besaran temperatur dan tekanan *outlet* turbin dapat diperoleh. Untuk perhitungan tekanan dan temperatur kompresor menggunakan persamaan (16) dan (17) dan besaran efisiensi isentropis berdasarkan acuan sebesar 0,9^[9]. Perhitungan besaran termodinamika untuk rekuperator dan *intercooler* menggunakan metode yang sama seperti pada

perhitungan untuk IHX. Hasil perhitungan termodinamika pada komponen utama unit konversi daya RGTT200K yang meliputi tekanan dan temperatur tertuang pada Tabel 4.

Tabel 4. Distribusi temperatur dan tekanan pada komponen utama unit konversi daya RGTT200K

Parameter		Nilai
IHX	Temperatur <i>inlet</i>	950 °C
	Temperatur <i>outlet</i>	850 °C
	<i>Pressure loss</i>	0,002 MPa
Turbin	Temperatur <i>inlet</i>	850 °C
	Temperatur <i>outlet</i>	674 °C
	<i>Pressure ratio</i>	1,9
	Efisiensi isentropis	0,92
Kompresor	Temperatur <i>inlet</i>	38 °C
	Temperatur <i>outlet</i>	60 °C
	<i>Pressure ratio</i>	2,9
	Efisiensi isentropis	0,90
Recuperator	Temperatur inlet sisi panas	674 °C
	Temperatur outlet sisi panas	148 °C
	<i>Pressure loss</i>	0,002 MPa
	Temperatur inlet sisi dingin	60 °C
	Temperatur outlet sisi dingin	629 °C
	<i>Pressure loss</i>	0,002 MPa
Intercooler	Temperatur inlet sisi panas	148 °C
	Temperatur outlet sisi panas	38 °C
	<i>Pressure loss</i>	0,002 MPa

Dari hasil perhitungan menggunakan persamaan (5), diperoleh beban daya IHX sebesar 62,318 MWt. Sedangkan beban kerja turbin dan kompresor dapat dihitung menggunakan persamaan (12) dan (15), dan hasil perhitungan masing-masing adalah 109,65 MWt dan 36,7 MWt. Perhitungan beban daya pada rekuperator dan *intercooler* menggunakan persamaan (5), masing-masing diperoleh sebesar 309,9 MWt dan 56,0 MWt. Hasil perhitungan keseluruhan distribusi daya termal pada semua komponen utama unit konversi daya RGTT200K ditunjukkan pada Tabel 5.

Tabel 5. Distribusi daya termal pada komponen utama unit konversi daya RGTT200K

Komponen utama unit konversi daya RGTT200K	Daya termal (MW)
Reaktor	200
<i>Intermediate Heat Exchanger</i>	62,3
Turbin gas	109,7
Kompresor	36,7
Rekuperator	309,9
Instalasi produksi gas hidrogen	62,3
Instalasi desalinasi	56,0

Hasil perhitungan yang ditunjukkan pada Tabel 5 diperoleh dengan mengambil dasar laju alir pendingin helium sebesar 120 kg/s, kehilangan tekanan (*pressure loss*) pada setiap komponen utama diasumsikan sama yaitu sebesar 0,002 MPa. Hasil perhitungan beban daya pada IHX diperoleh sebesar 62,3 MWt, daya sebesar ini digunakan untuk instalasi produksi gas hidrogen. Daya mekanik yang dihasilkan dari turbin untuk menghasilkan listrik adalah selisih antara beban kerja turbin dan beban kerja kompresor, yaitu $109,7 \text{ MWt} - 36,7 \text{ MWt} = 73,5 \text{ MWt}$. Hasil perhitungan beban daya yang pada *intercooler* diperoleh sebesar 56,0 MWt. Beban daya digunakan untuk instalasi desalinasi air laut.

Semua hasil perhitungan diatas diperoleh dengan asumsi bahwa parameter reaktor seperti yang ditunjukkan pada Tabel 1. Jarak antara reaktor dan instalasi produksi gas hidrogen juga akan mempengaruhi unjuk kerja sistem IHX pada sistem kogenerasi. Ukuran pipa-pipa pada unit konversi daya juga mempengaruhi penurunan tekanan (*pressure drop*) yang tentu saja berpengaruh pada perhitungan distribusi tekanan dan temperatur pada setiap komponen utama unit konversi daya RGTT200K. Namun begitu, hasil perhitungan untuk desain konseptual unit konversi daya kogenerasi RGTT200K ini cukup memadai sebagai dasar untuk mengambil langkah desain berikutnya.

5. KESIMPULAN

Telah diperoleh desain konseptual unit konversi daya kogenerasi untuk RGTT200K dengan konfigurasi siklus langsung. IHX dipasang diantara *outlet* reaktor dengan turbin untuk menyediakan energi termal pada instalasi produksi gas hidrogen. Untuk proses desalinasi air laut diambil dari sisi sekunder *intercooler* yang dipasang pada inlet kompresor. Geometri penukar panas mengacu pada desain IHX GTHTR300C yang bertipe *helical tube and shell* He-He dengan luasan perpindahan panas sebesar 1448 m^2 . Sumber energi termal adalah reaktor gas temperatur tinggi (RGTT) berdaya termal 200 MWt. Temperatur, tekanan dan laju alir pendingin pada outlet reaktor masing-masing ditetapkan sebesar $950 \text{ }^\circ\text{C}$, 5 MPa dan 120 kg/s. Hasil perhitungan distribusi daya untuk masing-masing komponen utama pada konsep kogenerasi unit konversi daya adalah 62,3 MWt untuk produksi gas hidrogen, 73,5 MWt untuk pembangkit listrik, dan 56,0 MWt untuk instalasi desalinasi air laut. Hasil ini cukup memadai untuk dapat ditindak-lanjuti pada tahapan desain selanjutnya yaitu desain dasar (*basic design*).

6. DAFTAR PUSTAKA

- [1]. DIMIAN A.C., "Integrated Design And Simulation of Chemical Processes", Elsevier, Amsterdam, (2003).
- [2]. IGN. DJOKO IRIANTO, "Pemodelan Sistem Konversi Energi Berbasis Kogenerasi Reaktor Tipe RGTT Untuk Pembangkit Listrik dan Produksi Hidrogen", Prosiding Seminar Nasional Pengembangan Energi Nuklir III, Banten, 24 Juni (2010).
- [3]. KAZUHIKO KUNITOMI, et al., "JAEA'S VHTR For Hydrogen And Electricity Cogeneration : GTHTR300C", Nuclear Engineering and Technology, Vol.39 No.1., February (2007).

- [4]. IGN. DJOKO IRIANTO, "Analisis Kinerja IHX Untuk Desain Konseptual Unit Konversi Daya RGTT200K", dipresentasikan pada Pertemuan dan Presentasi Ilmiah Penelitian Dasar Ilmu Pengetahuan dan Teknologi Nuklir, Yogyakarta, 19 Juli (2011).
- [5]. E. A. HARVEGO, Evaluation Of Next Generation Nuclear Power Plant (NGNP) Intermediate Heat Exchanger (IHX) Operating Conditions, Idaho National Laboratory, Idaho Falls, April (2006).
- [6]. DANIEL R. LEWIN, "Lecture Seven: Heat Exchanger Design", Department of Chemical Engineering Technion, Haifa, Israel, (2004).
- [7]. AKIRA SHIMIZU, et al., "Recent Research and Development of Intermediate Heat Exchanger for VHTR Plant", Nagasaki Shipyard & Engine Works, Mitsubishi Heavy Industries, LTD.
- [8]. CHANG H. OH, et. al., "Power Conversion Study For High Temperature Gas-Cooled Reactors", Proceedings of ICAPP '05, Seoul, Korea, May 15-19, (2005).
- [9]. WIRANTO ARISMUNANDAR, "Pengantar Turbin Gas dan Motor Propulsi", Penerbit ITB, (2002)
- [10]. http://www.engineeringtoolbox.com/helium-d_1418.html

DISKUSI/TANYA JAWAB:

1. PERTANYAAN: (Suratman, Guru SMAN 1, Sedayu, Bantul)

- Kebutuhan energi di masa mendatang semakin meningkat. Bagaimana agar kebutuhan energi tersebut bisa terpenuhi?
- Rancangan apa yang mampu menghasilkan energi sesuai dengan yang diharapkan?.

JAWABAN: (Ign. Djoko Irianto, PTRKN-BATAN)

- Untuk memenuhi peningkatan kebutuhan energi, perlu diantisipasi dengan penyediaan sumber-sumber energi baru dan terbarukan, termasuk sumber energi nuklir. Dalam desain konseptual ini dipertimbangkan juga pembangkitan energi hidrogen.
- Dalam desain konseptual, unit konversi daya berbasis kogenerasi ini juga diarahkan untuk proses desalinasi air laut untuk penyediaan air bersih. Proses desalinasi memanfaatkan panas buangan dari rekuperator yang kemudian di transfer melalui intercooler.

2. PERTANYAAN: (Rokhmadi, PTRKN-BATAN)

- Bagaimana cara memperoleh distribusi daya termal?.

JAWABAN: (Ign. Djoko Irianto, PTRKN-BATAN)

- Distribusi daya dihitung berdasarkan hukum-hukum termodinamika dan hukum kekekalan massa dan kekekalan energi. Dalam desain konseptual ini daya termal ditransfer melalui IHX untuk produksi hidrogen ditetapkan sebesar 60MWt. Dengan asumsi tidak ada panas yang terbuang ke lingkungan, dengan menggunakan persamaan kekekalan energi dapat dihitung daya pada seluruh komponen utama unit konversi daya RGTT200K.