

OPTIMASI MULTI OBJEKTIF SISTEM PENDINGIN PADA RUANG PENYIMPANAN BAHAN BAKAR NUKLIR BEKAS TIPE VAULT

Ratiko

Pusat Teknologi Limbah Radioaktif - BATAN
Kawasan Puspiptek Serpong, Tangerang 15310

ABSTRAK

OPTIMASI MULTI OBJEKTIF SISTEM PENDINGIN PADA RUANG PENYIMPANAN BAHAN BAKAR NUKLIR BEKAS TIPE VAULT. Pada penelitian ini dilakukan analisis potensi optimasi pada sistem pengkondisian udara (*chiller*) untuk mengatur temperatur ruang penyimpanan sementara bahan bakar nuklir bekas tipe kering *Vault*. Analisis optimasi yang dilakukan meliputi optimasi *total exergy destruction* dari keseluruhan sistem *chiller* sekaligus *total product component and energy cost (multi objective optimization)*. Dari hasil optimasi didapatkan nilai *decision variables (condensing- and evaporating temperature, sub cooling- and super heating temperature, cooling tower water inlet- and outlet temperature)* yang optimal untuk masing-masing skenario optimasi yaitu optimal secara termodinamika (*minimal exergy destruction*), optimal secara ekonomi (*minimal component and energy cost*) dan optimal secara termodinamika sekaligus juga ekonomi. Dari nilai optimum *decision variables* didapatkan *equivalent cooling cost* (biaya pendinginan yang diperlukan tiap kWh) 803.17 (Rp/kWh) untuk *economic optimized*, 832.78 (Rp/kWh) untuk *thermodynamic optimized* dan 811.04 (Rp/kWh) untuk *multi objective optimized*. Nilai-nilai tersebut lebih baik dibanding nilai pada kondisi *base case* (kondisi tidak teroptimasi) yaitu sebesar 847.69 (Rp/kWh).

Kata kunci: optimasi multi objektif, *genetic algorithm*, *exergy*, *chiller*

ABSTRACT

MULTI OBJECTIVE OPTIMIZATION OF AIR CONDITIONING SYSTEM FOR VAULT SPENT NUCLEAR FUEL STORAGE. The optimization of the air temperature conditioning of an interim Vault dry storage has been considered. The objective functions of the optimization including the total exergy destruction of the system (thermodynamic function) and the total product component and energy cost of the system. Three optimized values of decision variables (condensing- and evaporating temperature, sub cooling- and super heating temperature, cooling tower water inlet- and outlet temperature) for a single objective thermodynamic optimized, a single objective economic optimized and a multi objective optimized are obtained. From the optimized values of decision variables, it could be obtained the equivalent cooling cost of 803.17 (Rp/kWh) for economic optimized, 832.78 (Rp/kWh) for thermodynamic optimized and 811.04 (Rp/kWh) for multi objective optimized. These values are better than the value in base case (847.69 (Rp/kWh)).

Keywords: multi objective optimization, *genetic algorithm*, *exergy*, *chiller*

PENDAHULUAN

Bahan bakar bekas dari reaktor nuklir selain mengeluarkan radiasi juga mengeluarkan panas. Bahan bakar bekas tersebut perlu disimpan secara aman, memenuhi ketentuan keselamatan terhadap manusia serta lingkungan dan juga ekonomis. Terdapat dua metode dasar penyimpanan sementara bahan bakar bekas, yaitu penyimpanan basah dan penyimpanan kering [1,2]. Salah satu metode penyimpanan kering dari bahan bakar bekas adalah dengan *Vault storage* yang menggunakan udara pendingin secara konveksi alam dan konveksi paksa [1,2].

Untuk mendapatkan penyimpanan yang aman tapi juga ekonomis, dalam penelitian ini dilakukan analisis optimasi desain sistem pendingin untuk ruang penyimpanan Vault storage. Optimasi proses atau upaya mereduksi *input* energi dengan *output* yang sama merupakan suatu hal yang amat penting, karena peningkatan kebutuhan energi manusia di satu sisi, terbentur dengan terbatasnya ketersediaan energi. Apalagi bila dikaitkan dengan tema upaya menekan emisi gas rumah kaca (pemanasan global), optimasi proses menjadi semakin penting.

Analisis optimasi yang digunakan pada penelitian ini adalah optimasi multi objektif, yaitu optimasi beberapa fungsi objektif (lebih dari satu) secara simultan. Pada optimasi multi objektif, solusi optimasi yang didapatkan bukan berupa solusi tunggal, melainkan kumpulan beberapa solusi, yang kesemuanya memenuhi konsep *Pareto optimality*, dimana kumpulan (titik-titik) solusi optimal tersebut mendominasi titik-titik solusi yang lain [3].

Pada penelitian ini, fungsi objektif yang dioptimasi secara simultan adalah fungsi yang didapatkan dari kalkulasi persamaan-persamaan termodinamika (*thermodynamic function*) dan kalkulasi yang didapatkan dari sisi ekonomi (*economic function*).

Beberapa penelitian telah dilakukan berkenaan optimasi secara termodinamika dan juga ekonomi terhadap sistem pendingin [3,4,5,6,7] dan juga *heat pump* [8,9,10] dengan menggunakan berbagai metode optimasi.

Untuk mendapatkan persamaan fungsi objektif secara termodinamika bisa dilakukan tinjauan permodelan energi dan permodelan exergi [11,12]. Sedangkan persamaan fungsi objektif dari sisi ekonomi dikalkulasi dari biaya komponen-komponen termasuk amortisasi dan biaya perawatan, biaya penggunaan energi listrik, bahan bakar, air dll [9].

METODE

Secara garis besar metode tata kerja yang digunakan pada penelitian ini adalah:

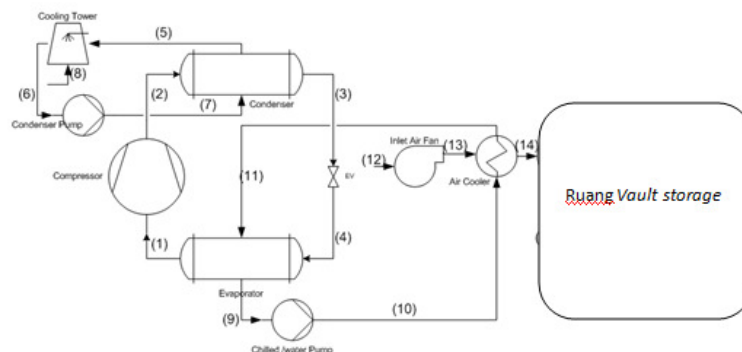
- Pengumpulan bahan-bahan (literatur) yang berasal dari buku, jurnal dan internet.
- Pengambilan data-data berkenaan penyimpanan sementara bahan bakar bekas dengan metode *Vault storage* dari literatur.
- Analisis data dengan kalkulasi manual serta dengan bantuan beberapa *software* yaitu *matlab*, *refprop* dan *coolpack*.
- Simulasi permodelan proses serta optimasi.
- Analisis hasil optimasi, menampilkan hasil komparasi serta pembahasannya serta menyusun kesimpulan.

Untuk keperluan analisis data, beberapa permodelan yang digunakan pada penelitian ini adalah permodelan energi dan permodelan ekonomi.

Permodelan Energi

Asumsi yang diberlakukan pada penelitian ini adalah sebagai berikut,

- Semua proses dalam keadaan *steady* dengan mengabaikan efek energi potensial dan kinetik.
- Arah perpindahan panas ke sistem dan daya/kerja/*work* pada sistem adalah positif.
- *Pressure drop* dari *refrigerant* dan perpindahan panas di pipa diabaikan.



Gambar 1. Skema sistem pengkondisian udara untuk Vault storage [3]

Pada sistem pendingin untuk untuk *Vault storage* (juga berlaku untuk ruangan yang lain) sebagaimana dapat dilihat pada skema di gambar 1, beberapa persamaan permodelan energi yang dapat digunakan adalah sebagai berikut [3].

Persamaan umum *kesetimbangan energi* untuk *control volume* pada kondisi *steady* dapat dituliskan sebagai berikut,

$$\dot{Q}_{net} + \dot{W}_{net} = \sum \dot{m}_o \cdot h_o - \sum \dot{m}_i \cdot h_i \quad (1)$$

dimana \dot{Q}_{net} = laju perpindahan panas bersih (kW), \dot{W}_{net} = daya bersih (kW), \dot{m}_o = laju aliran massa pada *outlet* (kg/s), h_o = entalpi pada *outlet* (kJ/kg), \dot{m}_i = laju aliran massa pada *inlet* (kg/s), h_i = entalpi pada *inlet* (kJ/kg).

Dari persamaan umum kesetimbangan energi di atas, debit dari fluida pendingin (*refrigerant*) pada sistem pendingin di gambar 1 bisa didapatkan dari:

$$\dot{m}_{ref} = \dot{Q}_{evap} / (h_1 - h_4) \quad (2)$$

dimana \dot{m}_{ref} = laju aliran massa *refrigerant* (kg/s), \dot{Q}_{evap} = laju perpindahan panas pada *evaporator* (kW), h_1 = entalpi *refrigerant* pada posisi nomor 1 di gambar 1 (kJ/kg), h_4 = entalpi *refrigerant* pada posisi nomor 4 di gambar 1 (kJ/kg).

Dari persamaan umum kesetimbangan energi dapat pula didapatkan persamaan debit air di kondensor dan *evaporator* :

$$\dot{m}_w = \dot{Q} / C_p(T_i - T_o) \quad (3)$$

dimana: \dot{m}_w = laju aliran massa air pendingin di kondensor/*evaporator* (kg/s), \dot{Q} = laju perpindahan panas pada kondensor/*evaporator* (kW), C_p = *heat capacity* dari air pendingin (kJ/kgK), T_i = suhu air pendingin pada *inlet* (K), T_o = suhu air pendingin pada *outlet* (K).

Sedangkan daya kompresor dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1) / \eta_{isen,comp} \quad (4)$$

dimana: \dot{W}_{comp} = daya kompresor (kW), \dot{m}_{ref} = laju aliran massa *refrigerant* (kg/s), h_2 = entalpi pada posisi nomor 2 di gambar 1 (kJ/kg), h_1 = entalpi pada posisi nomor 1 di gambar 1 (kJ/kg), $\eta_{isen,comp}$ = efisiensi *isentropic* dari kompresor (%).

Dengan menerapkan kesetimbangan energi pada keseluruhan siklus, *heat load* dari kondensor adalah:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{comp} \quad (5)$$

dimana: \dot{Q}_{cond} = laju perpindahan panas pada kondensor (kW), \dot{Q}_{evap} = laju perpindahan panas pada *evaporator* (kW), \dot{W}_{comp} = daya kompresor (kW).

Daya pompa yang diperlukan untuk masing-masing pompa kondensor dan pompa *evaporator* adalah:

$$\dot{W}_{pump,cond} = \dot{V}_{w,cond} (\rho_w g \Delta H_{ct} + \Delta P_{cond}) / \eta_{pump,cond} \quad (6)$$

dimana: $\dot{W}_{pump,cond}$ = daya pompa di kondensor (kW), $\dot{V}_{w,cond}$ = laju aliran volumetrik di kondensor (m^3/s), ρ_w = densitas air pendingin di kondensor (kg/m^3), g = percepatan gravitasi (m/s^2), ΔH_{ct} = beda tinggi antara saluran *cooling tower inlet* dan *outlet* (m), ΔP_{cond} = *pressure drop* di kondensor (kPa), $\eta_{pump,cond}$ = efisiensi pompa kondensor (%).

$$\dot{W}_{pump,evap} = \dot{V}_{w,evap} \Delta P_{evap} / \eta_{pump,evap} \quad (7)$$

dimana: $\dot{W}_{pump,evap}$ = daya pompa di *evaporator* (kW), $\dot{V}_{w,evap}$ = laju aliran volumetrik di *evaporator* (m^3/s), ΔP_{evap} = *pressure drop* di *evaporator* (kPa), $\eta_{pump,evap}$ = efisiensi pompa *evaporator* (%).

Menggunakan metode di buku (Ludwig, 1993):

$$\text{BHP} = F \cdot p_s / (6356 \cdot 0.5)$$

F = actual cfm at fan inlet, cubic ft/min

p_s = total static pressure of fan, inches of water

dari literatur (Frank Morison dan software GEA Energy Technology GmbH) didapatkan korelasi fan drive power terhadap Approach.

Dari data didapat fungsi $\dot{W}_{\text{fan,ct}} = W_{\text{fan}} = 12.214 \cdot (T_{\text{w,i,ct}} - T_{\text{w,o,ct}})$ (dalam K)

Jadi total daya listrik yang dikonsumsi adalah:

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{\text{comp}} + \dot{W}_{\text{pump,cond}} + \dot{W}_{\text{pump,evap}} + \dot{W}_{\text{fan}} \quad (8)$$

dimana: \dot{W}_t = total daya listrik (kW), \dot{W}_{comp} = daya compressor (kW), $\dot{W}_{\text{pump,cond}}$ = daya pompa kondensor (kW), $\dot{W}_{\text{pump,evap}}$ = daya pompa evaporator (kW), \dot{W}_{fan} = daya fan (kW).

Analisis Exergi

Analisis exergi menampilkan exergi dari tiap aliran pada sistem seperti halnya energi terbuang (*the real energy waste*), inefisiensi termodinamika (*exergy destruction* dan *exergy loss*) dan efisiensi exergi dari tiap komponen [13]. Proses-proses termodinamika diatur berdasar hukum konservasi massa dan energi. Sementara exergi bukan dikekalkan (*conserved*) tapi terurai (*destroyed*) oleh irreversibilitas.

Rumus umum dari kesetimbangan *exergy* untuk *control volume* pada kondisi *steady state* adalah:

$$\dot{I} = \dot{E}^i - \dot{E}^o + \dot{E}^Q + \dot{E}^W \quad (9)$$

dimana: \dot{I} adalah *total exergy destruction* atau *irreversibility* (kW), \dot{E}^i adalah exergi dari *control volume inlet streams of matter* (kW), \dot{E}^o adalah exergi dari *control volume outlet streams of matter* (kW), \dot{E}^Q adalah *exergy flow* yang berhubungan dengan perpindahan panas melalui *control volume boundaries* (kW), \dot{E}^W adalah exergi work (kW).

\dot{E}^Q dihitung dengan persamaan berikut:

$$\dot{E}^Q = \dot{Q}(1 - T_o/T) \quad (10)$$

dimana T_o adalah suhu *dead state/environment condition* (K).

Karena kerja merupakan *ordered energy*, maka *exergy flow* yang terasosiasi adalah sama dengan jumlah dari kerja (*work*), Maka:

$$\dot{E}^W = \dot{W} \quad (11)$$

\dot{E}^i dan \dot{E}^o merupakan exergi dari *control volume inlet dan outlet streams of matter* dan berlaku:

$$\dot{E} = \dot{m} \cdot \varepsilon \quad (12)$$

dimana ε adalah *specific exergy* dari *stream of matter* (kJ/kg) yang meliputi *kinetic* (ε^K), *potential* (ε^P), *physical* (ε^{Ph}) dan *chemical* (ε^{Ch}) *exergies*.

$$\varepsilon = \varepsilon^K + \varepsilon^P + \varepsilon^{Ph} + \varepsilon^{Ch} \quad (13)$$

$$\varepsilon^K = U_o^2 / 2 \quad (14)$$

$$\varepsilon^P = g \cdot H_o \quad (15)$$

dimana: U_o = kecepatan relatif terhadap *ground surface* (m/s), H_o = tinggi relatif terhadap *ground surface* (m).

Dari asumsi yang telah diberikan, *kinetic* dan *potential exergies* diabaikan. Selanjutnya karena hampir semua aliran dari sistem tidak terjadi reaksi kimia, maka *chemical exergy* juga diabaikan

(kecuali di *cooling tower* dimana perubahan fase air dan *chemical exergy terms* tidak diabaikan).
 Persamaan *physical specific exergy* adalah:

$$\varepsilon^{Ph} = (h - h_o) - T_o \cdot (s - s_o) \quad (16)$$

dimana *subscript* _o mengacu kepada kondisi *environmental* (kesetimbangan dengan lingkungan).
 Dengan menerapkan persamaan diatas maka untuk skema pada Gambar 1, bisa didapatkan persamaan exergi untuk tiap komponen adalah sebagai berikut:

$$\dot{I}_{\text{pump,cond}} = (\dot{E}_6 - \dot{E}_7) + \dot{W}_{\text{pump,cond}} \quad (17)$$

$$\dot{I}_{\text{pump,evap}} = (\dot{E}_9 - \dot{E}_{10}) + \dot{W}_{\text{pump,evap}} \quad (18)$$

$$\dot{I}_{\text{cond}} = (\dot{E}_7 - \dot{E}_5) + (\dot{E}_2 - \dot{E}_3) \quad (19)$$

$$\dot{I}_{\text{evap}} = (\dot{E}_{10} - \dot{E}_{11}) + (\dot{E}_4 - \dot{E}_1) \quad (20)$$

$$\dot{I}_{\text{EV}} = (\dot{E}_3 - \dot{E}_4) \quad (21)$$

$$\dot{I}_{\text{ct}} = (\dot{E}_5 - \dot{E}_6) + \dot{W}_{\text{fan}} + \dot{E}_8 \quad (22)$$

$$\dot{I}_{\text{comp}} = (\dot{E}_1 - \dot{E}_2) + \dot{W}_{\text{comp}} \quad (23)$$

jadi

$$\dot{I}_{\text{tot}} = (\dot{E}_9 - \dot{E}_{11}) + \dot{W}_{\text{pump,cond}} + \dot{W}_{\text{pump,evap}} + \dot{W}_{\text{fan}} + \dot{W}_{\text{comp}} + \dot{E}_8 \quad (24)$$

dimana *subscript* ₁₋₁₀ mengacu pada penomoran di gambar 1.

Permodelan Ekonomi

Permodelan ekonomi mengandung biaya investasi instalasi dan biaya operasi listrik, bahan bakar dan air pada sistem. Persamaan ekonomi yang dapat digunakan adalah [4, 6]:

$$\text{ECC} = \text{F.PVT}/(\text{Q}_e \cdot \text{H}_{\text{year}}) \quad (25)$$

dimana: ECC adalah *equivalent cooling cost* (Rp/kWh), Q_e adalah *cooling capacity* yang diperlukan pada *evaporator* (kW), PVT adalah *the present value of the total cost* (\$), H_{year} adalah jumlah jam operasi dalam satu tahun (h), F adalah *the annuity factor* yang didefinisikan sbb:

$$\text{F} = i / (1 - (1 + i)^{-k}) \quad (26)$$

dimana: i adalah *interest rate* (&), k adalah jumlah tahun operasi (y).
 Sedangkan PVT mengandung *investment* dan *electricity costs*

$$\text{PVT} = \text{PVC} + \text{PVE} \quad (27)$$

dimana PVC adalah *the present value* dari biaya investasi (\$) dan PVE adalah *the present value* dari biaya listrik (\$).

Persamaan PVC dalam kasus ini adalah:

$$\text{PVC} = \text{PVC}_{\text{comp}} + \text{PVC}_{\text{cond}} + \text{PVC}_{\text{evap}} + \text{PVC}_{\text{pump}} + \text{PVC}_{\text{ct}} \quad (28)$$

Dimana, menurut literatur [12]

$$\text{PVC}_{\text{comp}} = \left(\frac{573 m_{\text{ref}}}{0.8996 - \eta_{\text{isen}}} \right) \left(\frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}} \right) \ln \left(\frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}} \right) \quad (29)$$

dimana \dot{m}_{ref} adalah *refrigerant mass flow rate* (kg/s). η_{isen} adalah *isentropic efficiency* dari *compressor* (%), dan bisa didapatkan dari persamaan berikut

$$\eta_{isen} = 0.85 - 0.046667 \left(\frac{P_{cond}}{P_{evap}} \right) \quad (30)$$

Untuk kondensator dan *evaporator* berlaku persamaan berikut [7]:

$$PVC_{cond} = 516.621A_{cond} + 268.45 \quad (31)$$

$$PVC_{evap} = 309.143A_{evap} + 231.915 \quad (32)$$

dimana A_{cond} adalah area perpindahan panas dari kondensator (m^2) dan A_{evap} area perpindahan panas dari *evaporator* (m^2).

Untuk pompa dapat digunakan persamaan berikut [8]

$$PVC_{pump} = 308.9\dot{W}_{pump} C_{pump} \quad (33)$$

dimana \dot{W}_{pump} adalah daya pompa (kW) dan C_{pump} adalah koefisien dengan cakupan nilai sbb: 0.25 untuk kisaran daya pompa 0.02 – 0.3 kW, 0.45 untuk kisaran daya pompa 0.3 – 20 kW dan 0.84 untuk kisaran daya pompa 20 – 200 kW.

Untuk *cooling tower* persamaan yang dapat digunakan adalah [14]:

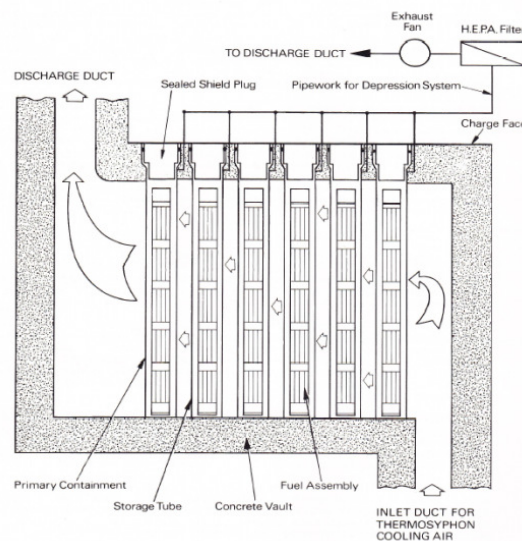
$$PVC_{ct} = 3950.9\dot{m}_w^{0.58729} * 10^{-0.0032091A.R-0.026719A+0.043654R-0.1026} \quad (34)$$

dimana A (approach) adalah selisih antara *the water output temperature* dan *the ambient wetbulb temperature* (K), R (*range*) adalah selisih antara *input* dan *output water temperature* (K).

Kesemua nilai PVC di atas adalah dalam satuan \$, untuk mengkonversi dalam rupiah tentu saja perlu dikalikan dengan kurs rupiah terhadap \$. Sedangkan PVE adalah *the present value* dari biaya listrik dapat dikalkulasi dengan persamaan berikut (K.K. Humpreys et al., 1981)

$$PVE = - \frac{Cel.Hyear.W_{tot}}{i-gel} \left[1 - \left(\frac{1+i}{1+gel} \right)^k \right] \quad (35)$$

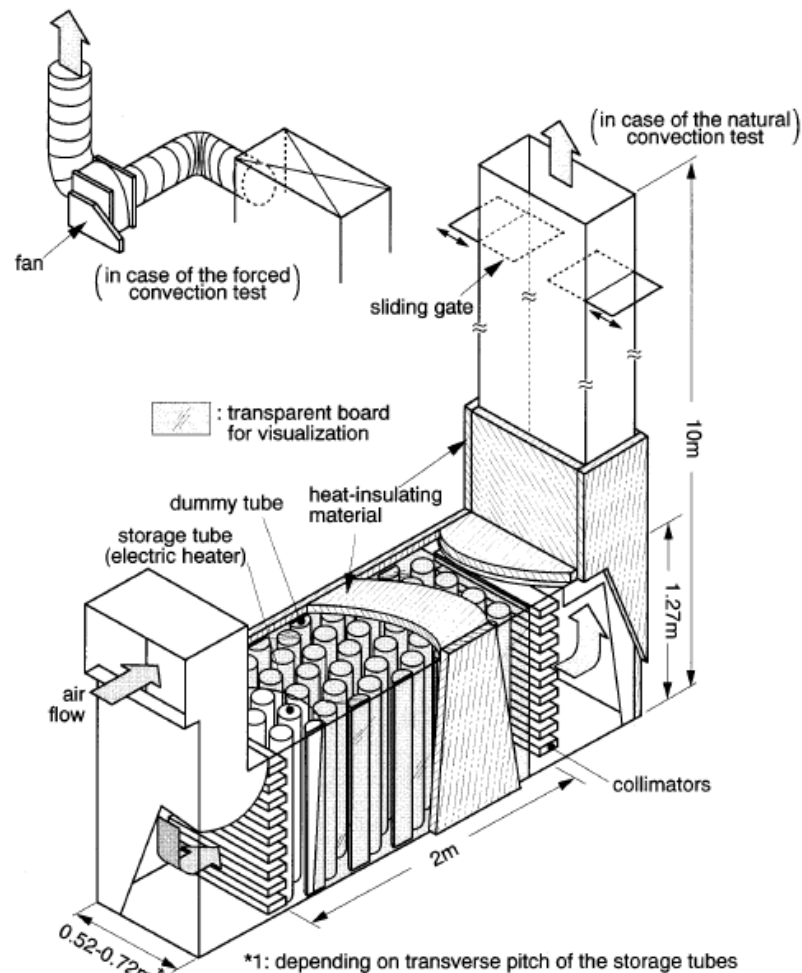
dimana: Cel adalah harga listrik per kWh (Rp/kWh), H_{year} adalah jumlah jam operasi dalam setahun (h), W_{tot} adalah jumlah total daya dari sistem (kW), i adalah *interest rate*, gel adalah *rate* inflasi untuk biaya listrik, k adalah jumlah tahun operasi (y).



Gambar 2. Skema umum konsep sistem penyimpanan bahan bakar nuklir bekas modular vaults. [15]

HASIL DAN PEMBAHASAN

Skema umum konsep sistem penyimpanan kering tipe *Vault* beserta sistem pendinginannya dengan aliran udara dingin (*cooling air*) dapat dilihat pada gambar 2 [15]. Sedangkan instalasi permodelan untuk proses pendinginan (*heat removal*) pada ruang *Vault storage* dapat dilihat pada Gambar 3 [2].



Gambar 3. Instalasi *pilot plant* untuk sistem pendinginan pada vault storage [2].

Cooling demand

Jumlah *heat* yang dihasilkan oleh bahan bakar bekas yang disimpan di vault storage atau dengan kata lain *cooling demand* (kebutuhan beban pendinginan) dari sistem pendingin pada penelitian ini didasarkan dari data-data yang diambil dari literatur [2].

Pada penelitian yang dilakukan di Jepang [2] disebutkan bahwa jumlah *heat* yang dihasilkan tiap *storage tube* (tabung dimana bahan bakar bekas ditempatkan) adalah 1188 Watt. Sedangkan untuk *Vault storage* dengan ukuran *full scale* (dengan dimensi panjang, lebar serta tinggi *storage* 8,3m x 9,5m x 6,3 m) dapat disimpan sebanyak 83 *storage tube*. Jadi jumlah *cooling demand* yang perlu disuplai sistem pendingin untuk *Vault storage* ini adalah sebesar $1188 \text{ Watt} \times 83 = 98604 \text{ Watt}$ atau 98,6 kW.

Sistem spesifikasi

Secara ringkas bisa dituliskan bahwa sistem spesifikasi dari sistem pendingin pada penelitian ini adalah: *cooling demand* total sebesar 98,6 kW, *refrigerant* yang digunakan sistem *chiller* adalah R134a, kondensor dan *evaporator* yang digunakan adalah *shell and tube heat exchanger*, temperatur dari *water inlet* dan *outlet* temperatur dari *evaporator* adalah masing-masing 16°C dan 8°C.

Eksekusi optimasi menggunakan *software matlab*

Untuk lebih memudahkan proses optimasi digunakan bantuan *software*. Untuk mengetahui nilai-nilai *fluid properties* bisa digunakan *software refprop* dan untuk proses optimasinya dibantu menggunakan *software matlab*. Untuk lebih memudahkan lagi proses pencarian variabel khusus *fluid properties*, maka diupayakan penghubungan (*link*) *software matlab* dengan *software refprop*.

Fungsi objektif, variabel dan *constraints*

Sebagaimana proses yang lain, dalam proses optimasi perlu disusun fungsi (*objective function*) yang didalam fungsi tersebut terdapat serangkaian *decision variables* sehingga setelah proses optimasi dijalankan bisa didapatkan nilai optimumnya (minimum atau bisa pula maksimum).

Fungsi objektif tersebut bisa didapatkan dari analisis persamaan-persamaan yang bisa diterapkan pada sistem dan juga dibatasi dengan *constraints*.

Variabel

Pada penelitian ini, terdapat 6 *decision variables* (x(1) hingga x(6)) yang perlu dicari nilai optimumnya.

Variabel-variabel tersebut adalah:

$$x(1) = T_{\text{cond}} \text{ condensing temperature [K]}$$

$$x(2) = T_{\text{evap}} \text{ evaporating temperature [K]}$$

$$x(3) = \Delta T_{\text{sub}} \text{ dengan constraint } 1 \leq x(3) \leq 10$$

$$x(4) = \Delta T_{\text{sup}} \text{ dengan constraint } 1 \leq x(4) \leq 10$$

$$x(5) = T_{w,i,ct} \text{ temperatur masuk ke cooling tower}$$

$$x(6) = T_{w,o,ct} \text{ temperatur keluar dari cooling tower}$$

Fungsi objektif

Sebagaimana disinggung sebelumnya, fungsi objektif yang disusun pada penelitian ini adalah fungsi objektif secara termodinamika dan juga sekaligus fungsi objektif secara ekonomi.

Untuk proses optimasi menggunakan *matlab*, terlebih dahulu perlu disusun program yang terdiri dari berbagai persamaan diatas pada *M-Files* di *matlab*.

Constraints

Beberapa *constraints* yang bisa didapat dari profile temperatur di *evaporator* dan kondensor atau juga *cooling tower* (Gambar 5) adalah sebagai berikut:

$$T_{\text{cond,max}} = 60^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{cond,min}} = T_{wb} + \Delta T_{wb,\min} + \Delta T_{\text{cond,min}} + \Delta T_{\text{sub}} + \Delta T_{w,io,\min}$$

$$T_{\text{evap,max}} = T_{w,i} - \Delta t_{\text{sup}} - \Delta T_{\text{evap,min}}$$

$$T_{\text{evap,min}} = -5^\circ\text{C}$$

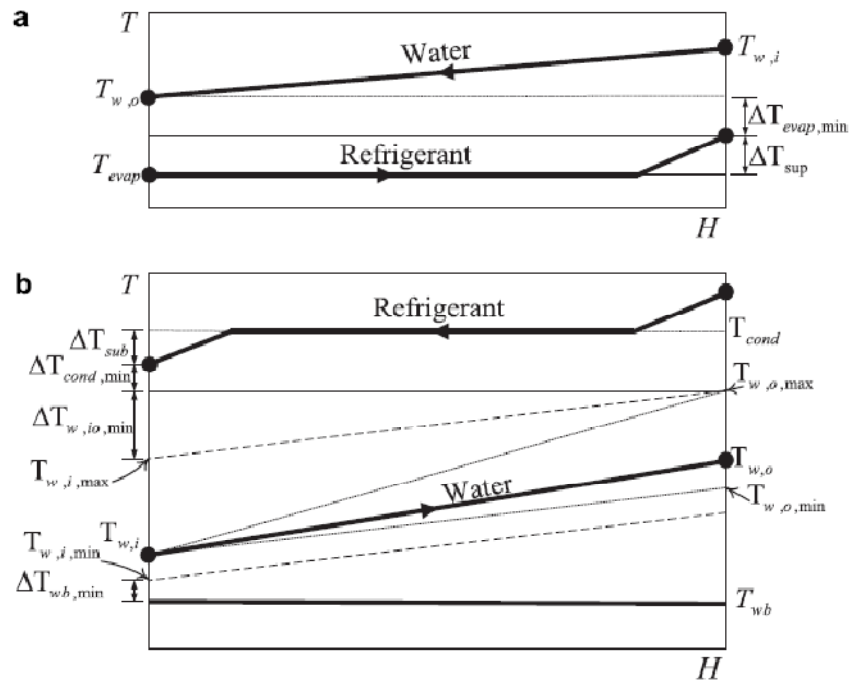
$$T_{w,i,ct,\max} = T_{\text{cond}} - \Delta t_{\text{cond,min}} - \Delta T_{\text{sub}}$$

$$T_{w,o,ct,\max} = T_{w,i,ct,\max} - \Delta t_{w,io,\min}$$

$$T_{w,o,ct,\min} = T_{wb} + \Delta T_{wb,\min}$$

$$T_{w,i,ct,\min} = T_{w,o,ct} + \Delta T_{w,io,\min}$$

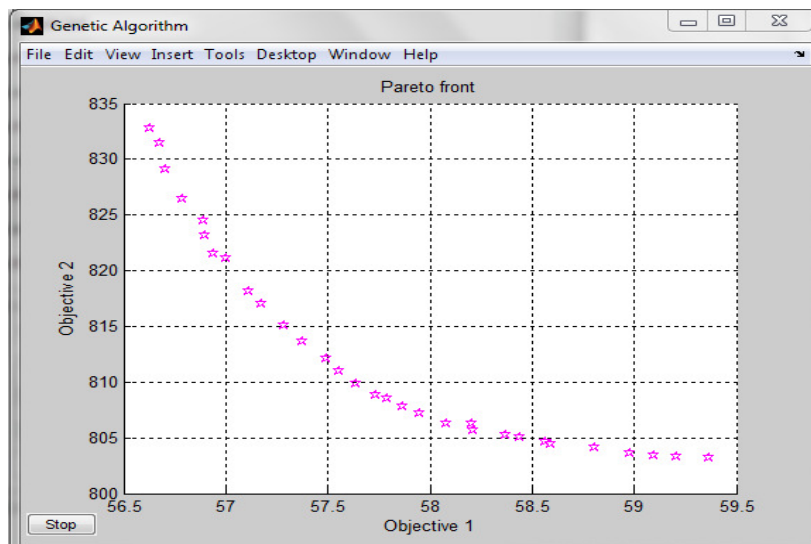
Di penelitian ini nilai dari $\Delta T_{wb,\min}$, $\Delta T_{\text{evap,min}}$, $\Delta t_{\text{cond,min}}$, $\Delta T_{w,io,\min}$ masing-masing adalah 2.0, 0.5, 2.0 dan 2.0 [10].



Gambar 5. Skema profil temperatur untuk *constraints* a. pada evaporator, b. pada kondensor atau *cooling tower*

Hasil optimasi

Setelah dilakukan running program, maka *matlab* akan melakukan iterasi dan akan memunculkan *pareto front*. Proses iterasi ditunggu hingga mendapatkan nilai optimum. Lama proses iterasi bergantung dari kompleksnya persamaan objektif yang kita tuliskan pada M-File. Setelah iterasi berakhir, maka akan didapat sebagaimana pada Gambar 6.



Gambar 6. Konvergensi dari *Pareto frontier* pada solusi optimum

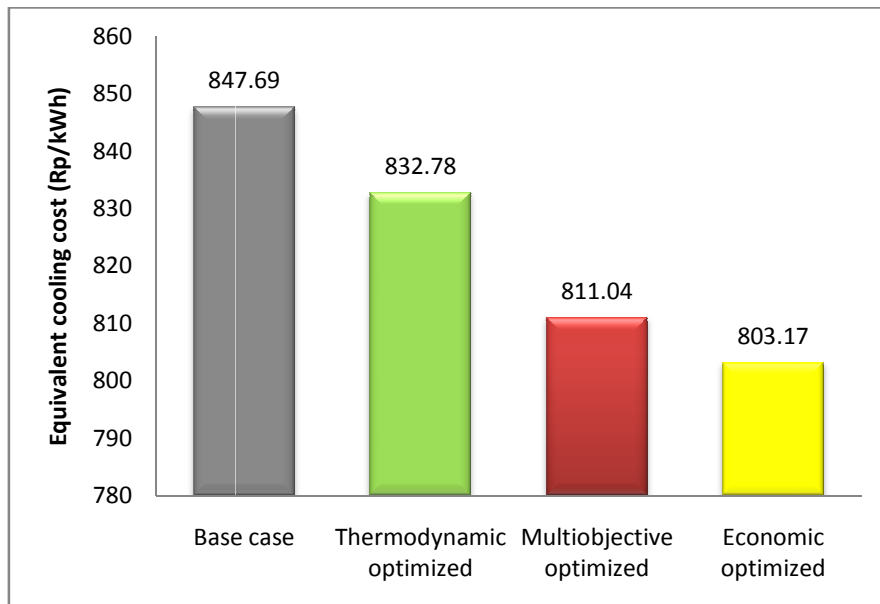
Hasil data mentah diatas selanjutnya dapat digunakan untuk mendapatkan beberapa besaran penting yang ditampilkan dalam tabel serta grafik di bawah ini.

Tabel 1. Nilai *decision variables* hasil dari optimasi

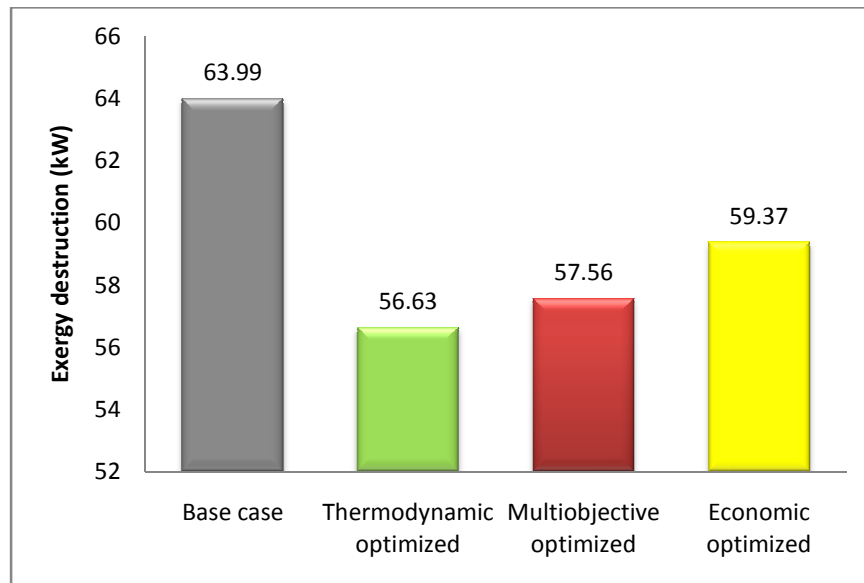
| Variabel | <i>Base case</i> | <i>Thermodynamic optimized</i> | <i>Multiobjective optimized</i> | <i>Economic optimized</i> |
|-------------|------------------|--------------------------------|---------------------------------|---------------------------|
| Tcond (K) | 318.15 | 311.2019 | 312.2907 | 314.3911 |
| Tevap (K) | 278.15 | 279.6075 | 279.6003 | 279.486 |
| dTsub (K) | 5 | 1.860934 | 2.212052 | 3.003641 |
| dTsup (K) | 3 | 1.001976 | 1.029664 | 1.147487 |
| Tw,i,ct (K) | 310.15 | 307.3368 | 308.0219 | 309.3882 |
| Tw,o,ct (K) | 305.15 | 305.2362 | 305.2179 | 305.9734 |

Tabel 2. Hasil analisis energi pada berbagai skenario optimasi

| | <i>Base case</i> | <i>Thermodynamic optimized</i> | <i>Multiobjective optimized</i> | <i>Economic optimized</i> |
|-------------------------------------|------------------|--------------------------------|---------------------------------|---------------------------|
| <i>refrigerant flow rate (kg/s)</i> | 0.67 | 0.65 | 0.65 | 0.66 |
| <i>CT water flow rate (kg/s)</i> | 5.88 | 13.27 | 10.02 | 8.32 |
| <i>Evap. water flow rate (kg/s)</i> | 2.95 | 2.95 | 2.95 | 2.95 |
| <i>Compressor power (kW)</i> | 24.3 | 17.88 | 18.66 | 20.28 |
| <i>CT pump power (kW)</i> | 0.3 | 0.69 | 0.51 | 0.42 |
| <i>Evap. Pump power (kW)</i> | 0.45 | 0.45 | 0.45 | 0.45 |
| <i>CT fan power (kW)</i> | 2.29 | 0.96 | 1.28 | 1.57 |
| <i>Evap. Heat load (kW)</i> | 98.6 | 98.6 | 98.6 | 98.6 |
| <i>Condenser heat load (kW)</i> | 122.9 | 116.48 | 117.26 | 117.26 |
| <i>Thermodynamic cycle (COP)</i> | 4.06 | 5.51 | 5.28 | 4.86 |



Gambar 7. Komparasi hasil Equivalent Cooling Cost (ECC) pada berbagai skenario optimasi



Gambar 8. Komparasi nilai total *exergy destruction* pada berbagai skenario optimasi

KESIMPULAN

Dari komparasi nilai-nilai termodinamika didapatkan bahwa:

- Secara umum untuk tiga skenario optimasi didapatkan nilai termodinamika yang lebih baik dibanding *base case*
- Pada skenario optimasi termodinamika, didapatkan nilai COP yang paling besar, daya kompresor dan daya *cooling tower fan* yang paling kecil.
- Untuk skenario optimasi ekonomi, didapatkan nilai daya pompa *cooling tower* yang paling rendah. Meski nilai COP relatif lebih besar namun tetap lebih kecil dibanding *base case*.
- Pada skenario optimasi multi objective didapatkan nilai COP yang lebih baik dan nilai daya kompresor dan daya *cooling tower fan* dibanding optimasi ekonomi.

Dari komparasi nilai-nilai ekonomi didapatkan bahwa:

- Secara umum untuk tiga skenario optimasi didapatkan nilai ekonomi yang lebih baik dibanding *base case*
- Pada skenario optimasi ekonomi, didapatkan nilai *equivalent cooling cost* (ECC) yang paling baik (paling rendah).
- Pada skenario optimasi termodinamika, didapatkan nilai *equivalent electricity cooling cost* yang paling rendah dibanding skenario optimasi yang lain, namun memiliki nilai *equivalent capital cost* yang lebih tinggi, meskipun tetap lebih rendah dibanding *base case*.
- Pada skenario optimasi optimasi multi objective didapatkan nilai total ECC dan *equivalent capital cost* yang lebih rendah dibanding skenario optimasi termodinamika.

DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Zainus Salimin, Dyah Sulistyani Rahayu: Unjuk Kerja Penyimpanan Bahan Bakar Nuklir Bekas PLTN dalam kaitan dengan Teknologi Penyimpanannya, Proseding Seminar Nasional ke-16 Teknologi dan Keselamatan PLTN Serta Fasilitas Nuklir, 211-221.

- [2]. Kazuaki Sakamoto, Tomonari Koga, Masumi Wataru: Heat removal characteristics of vault storage system with cross flow spent fuel, *Nuclear and Engineering Design* 195 (2000), 57-68 (1999).
- [3]. Hoseyn Sayyaadi, Mostafa Nejatollahi: Multi-objective optimization of a cooling tower assisted vapor compression refrigeration sistem, *International Journal of Refrigeration* 34 (2010).
- [4]. Massimo Dentice d'Accadia, Filippo de Rossi: Thermoeconomic optimization of a refrigeration plant. *Int. J. Refrig*, Vol. 21, No. 1, pp.42-45 (1998).
- [5]. Omid Rezayan, Ali Behbahaninia: Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems, *Energy* 36, 888-895 (2011).
- [6]. Sanaye, S., Malekmohammadi, H.R.: Thermal and economical optimization of air conditioning units with vapor compression refrigeration system, *Appl. Thermal Eng* 24, 1807e1825 (2004).
- [7]. Selbas, R., Kizilkan, O., S, encana, A.: Economic optimization of subcooled and superheated vapor compression refrigeration cycle,. *Energy* 31, 2108e2128 (2006).
- [8]. Hoseyn Sayyaadi, Emad Hadaddi, Majid Amidpour: Multi-objective optimization of a vertical ground source heat using evolutionary algorithm, *Energy and Management* 50, 2035-2046 (2009).
- [9]. Sanaye, S., Niroomand, B.: Thermal-economic modeling and optimization of vertical ground-coupled heat pump. *Energy Convers. Manage.* 50, 1136e1147.
- [10]. Sayyaadi, H., Amlashi, E.H., Amidpour, M.: Multi-objective optimization of a vertical ground source heat pump using evolutionary algorithm, *Energy Convers. Manage.* 50, 2035e2046 (2009).
- [11]. Stoecker, W.F: *Design of Thermal Sistem*, third edition (1989).
- [12]. Ibrahim Dincer, Marc A. Rosen: *Exergy, energy, environment and sustainable development* (First edition), (2007).
- [13]. Valero, A., CGAM problem: Definition and Conventional Solution, *Energy* 19, 268e279 (1994).
- [14]. Peters, M.S., Timmerhaus, K.D.: *Plant design and economics for chemical engineers*, fourth ed. McGraw-Hill, New York (1991).
- [15]. D Deacon and DJ Wheler, *Engineering and Safety Features of Modular Vaults Dry Store, Workshop on Irradiated Fuel Storage Operating Experience and Development Programs*, Toronto, Canada (1984).
- [16]. Kwat Heriyanto, Nurokhim: *Perpindahan Panas Bahan Bakar Nuklir Bekas Pressurized Water Reactor pada Penyimpanan Sementara tipe kering*.